

Titre: Amélioration, validation et implantation d'un algorithme de calcul
pour évaluer le transfert thermique dans les puits verticaux de
systèmes de pompes à chaleur géothermiques

Auteur: Patrice Pinel
Author:

Date: 2003

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Pinel, P. (2003). Amélioration, validation et implantation d'un algorithme de calcul
pour évaluer le transfert thermique dans les puits verticaux de systèmes de
pompes à chaleur géothermiques [Master's thesis, École Polytechnique de
Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/6993/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/6993/>
PolyPublie URL:

**Directeurs de
recherche:**
Advisors:

Programme: Unspecified
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

**AMELIORATION, VALIDATION ET IMPLANTATION
D'UN ALGORITHME DE CALCUL POUR EVALUER LE TRANSFERT
THERMIQUE DANS LES PUITES VERTICAUX DE SYSTEMES DE
POMPES A CHALEUR GEOTHERMIQUES**

**PATRICE PINEL
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL**

**MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)
FÉVRIER 2003**



National Library
of Canada

Acquisitions and
Bibliographic Services

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque nationale
du Canada

Acquisitions et
services bibliographiques

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

Our file Notre référence

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

0-612-81559-5

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

AMELIORATION, VALIDATION ET IMPLANTATION
D'UN ALGORITHME DE CALCUL POUR EVALUER LE TRANSFERT
THERMIQUE DANS LES PUITTS VERTICAUX DE SYSTEMES DE
POMPES A CHALEUR GEOTHERMIQUES

présenté par: PINEL Patrice

en vue de l'obtention du diplôme de: Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de:

M. NGUYEN T. Hung, Ph.D., président

M. BERNIER Michel, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. BEAUSOLEIL-MORRISON Ian, Ph.D., membre

À GAIA

la plus belle

la plus puissante

la plus complexe

... et la plus fragile

REMERCIEMENTS

Je dois avouer que la décision d'effectuer ce retour aux études fut difficile à prendre. Laisser le confort et la sécurité qu'offre un travail rémunérateur pour la vie d'étudiant fut en effet difficile par moment. Motivé principalement par mon amour pour l'environnement et mon désir de contribuer à sa préservation en favorisant les économies d'énergie, j'ai quand même pris cette décision il y a deux ans de cela. En constatant le travail accompli et les possibilités qui s'offrent maintenant à moi, je ne regrette aucunement cette décision.

Un travail de cette portée et de cette envergure ne peut être accompli sans soutien, conseils et encouragements. Il serait ingrat de ma part de ne pas souligner la contribution de ces gens merveilleux qui m'ont aidé lors de ce cheminement.

Merci à Ressources naturelles du Canada (CANMET) ainsi qu'à Électricité de France (EDF) pour leurs contributions financières et logistiques. Merci également aux membres de la section aérothermique de génie mécanique de l'École Polytechnique.

Merci à mes confrères Nima, Stéphane, Jean-françois, Dominic, Alain, Demba et Duo qui ont contribué à cette belle ambiance de travail remplie d'entraide, d'amitié et d'humour. Remerciements particuliers au professeur Michel Bernier pour ses encouragements, sa patience et son travail acharné. Merci d'avoir été toujours là pour me guider dans les situations difficiles et me conseiller tout au long de ce parcours.

Enfin, un merci tout spécial s'adresse à ma famille, ma sœur Chantale, mes amies Claude-Julie et Sylvie qui croient qu'il n'est jamais trop tard pour s'éduquer, mes amis environnementalistes, dont mon compagnon d'armes Ivan, qui m'ont continuellement rappelé mes motivations ainsi qu'au reste de mes proches qui ont su accepter mes sautes d'humeur, mes découragements et mes absences.

RÉSUMÉ

Les réseaux de pompes à chaleur géothermiques à capteurs enterrés verticaux représentent une alternative attrayante pour réduire la consommation énergétique des bâtiments. Dans ces systèmes, un fluide caloporteur est pompé vers l'échangeur dans le sol pour puiser ou rejeter l'énergie requise aux pompes à chaleur.

Les méthodes actuelles de conception résultent en des champs de capteurs surdimensionnés de 10 à 30%. Dû à ces mauvaises pratiques de conception, les coûts initiaux de ces systèmes sont plus élevés qu'ils devraient l'être ce qui rend les systèmes à capteurs verticaux enterrés moins attrayants au niveau économique. Il y a également un manque de connaissances des systèmes géothermiques en général chez les concepteurs de systèmes CVC. Il existe donc un besoin important d'outils simples, rapides et précis permettant de simuler et concevoir ce genre de système.

Afin de combler ce besoin, un modèle permettant de modéliser un champ de capteurs enterrés verticaux est conçu, optimisé, validé et implanté dans le cadre du présent travail. Ce modèle est suffisamment rapide et convivial pour être utilisé dans la pratique sans pour autant compromettre la précision des résultats. L'implantation est faite dans les logiciels de simulations énergétiques de bâtiments CA_SIS et ESP-r dans le cadre de travaux pour Électricité de France et Ressources naturelles Canada (CANMET). De plus, certaines parties de ce modèle sont jumelées à des outils de dimensionnement dans l'environnement EES.

Ce modèle utilise une méthode numérique pour évaluer le transfert de chaleur à grande échelle dans tout le champ de capteurs. Cette méthode numérique est jumelée à une méthode analytique, la source de chaleur cylindrique, qui évalue le transfert thermique local dans un capteur ce qui permet d'accélérer grandement les calculs. Une technique

d'agrégation, consistant à remplacer des charges thermiques horaires par des moyennes sur certaines périodes qui se sont déroulées dans un passé éloigné, permet également d'accélérer les calculs.

Une validation partielle est effectuée en comparant les résultats de simulation aux résultats obtenus de l'algorithme DST pour les mêmes conditions. L'algorithme DST est considéré comme une référence pour la modélisation de champs de capteurs verticaux et a été utilisé dans le passé comme étalon pour vérifier la précision d'autres outils de conception et simulation. Cette validation montre un excellent accord entre les résultats calculés par l'algorithme développé dans le cadre de ce travail et l'algorithme DST.

ABSTRACT

Ground coupled heat pump systems using vertical buried wells (boreholes) represent an attractive alternative to conventional HVAC systems to reduce the energy consumption of buildings. In these systems, a calorific fluid is pumped through a ground heat exchanger (borefield) which rejects or draws the required heat for the heat pumps.

Actual design methods result in borefields being oversized by 10 to 30%. Initial costs of these systems are thus inflated by these bad design practices making borefields systems economically less attractive. There is also a lack of information in the HVAC community about geothermal systems in general. Therefore, there is an important need for design and simulation tools that are simple, fast and accurate.

In order to fulfil this need, a model to represent the behaviour of borefields is created, optimised, validated and implanted in the frame of the present work. This model is sufficiently user friendly and fast to be used by the design community for practical applications without compromising accuracy. It is implanted in building simulation programs CA-SIS and ESP-r in the frame of contracted work for Électricité de France (EDF) and Natural Resources Canada (CANMET). Some components of this model are also implanted in the EES environment to complete some design tools.

This model uses a numerical method to evaluate large scale heat transfer in the complete borefield. This numerical method is coupled to an analytical method, the cylindrical heat source, which evaluates local heat transfer in a borehole. The use of this analytical method greatly improves calculation speed. An aggregation scheme, which consists in averaging heat loads over periods of time located in the distant past also increases calculation speed.

A partial validation is done by comparing results of simulations to results obtained from the DST algorithm for the same conditions. The DST algorithm is considered by many as the standard in the modelling of borefields and has been used in the past as a reference to evaluate design and simulation tools. This validation shows very good agreement between the results from the developed Algorithm and the DST algorithm.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	iv
REMERCIEMENTS.....	v
RÉSUMÉ	vi
ABSTRACT.....	viii
TABLE DES MATIÈRES	x
LISTE DES TABLEAUX.....	xiv
LISTE DES FIGURES.....	xv
LISTE DES ANNEXES.....	xvii
INTRODUCTION.....	1
0.1 Pompes à chaleur.....	1
0.2 Pompes à chaleur géothermiques.....	2
0.3 Modélisations des champs de capteurs enterrés.....	6
0.4 Objectifs de la présente étude	6
0.5 Organisation de ce mémoire.....	7
CHAPITRE 1 - REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	9
1.1 Généralités.....	9
1.2 Modélisation de l'échange de chaleur dans le sol.....	10
1.2.1 Notions préliminaires	10
1.2.2 Modèles analytiques.....	11
1.2.2.1 Méthode de la source linéique.....	11
1.2.2.2 Méthode de la source cylindrique	13

1.2.2.3 Certains des plus vieux modèles	15
1.2.2.4 Méthode de Hart et Couvillion.....	16
1.2.2.5 Approche de Bose.	17
1.2.2.6 La méthode de Kavanaugh.....	19
1.2.3 Modèles numériques	22
1.2.3.1 Certains des plus vieux modèles	23
1.2.3.2 Modèle DST	24
1.2.3.3 Modèle de Lund	26
1.2.3.4 Modèle de Eskilson.....	26
1.2.3.5 Modèle de Yavuzturk.....	27
1.2.3.6 Modèle de Rottmayer et al.	28
1.3 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur	29
1.3.1 Quelques outils et méthodes de dimensionnement	29
1.3.2 Travail présenté dans le présent document touchant le dimensionnement ...	32
CHAPITRE 2 - TRANSFERT DE CHALEUR LOCAL AUTOUR D'UN FORAGE....	33
2.1 Méthode de la source de chaleur cylindrique.....	35
2.2 Évaluation de la fonction G.....	36
2.3 Superposition temporelle	37
2.4 Validation.....	39
2.5 Modèle complet.....	40
2.6 Température du fluide à l'entrée et la sortie du champ de capteurs.....	41
CHAPITRE 3 - ÉVALUATION NUMÉRIQUE DES TEMPÉRATURES DANS LE SOL	43
3.1 Résumé et justifications	43
3.2 Définition du problème	44
3.2.1 Hypothèses	45
3.2.2 Équation gouvernante.....	46
3.3 Discretisation numérique	47

3.3.1	Maillage.....	47
3.3.2	Équation d'un nœud	50
3.4	Résolution	52
3.5	Détermination de la température moyenne dans le champ de capteurs	54
3.6	Détermination de la pénalité de température	55
3.7	Analyse de stabilité	56
CHAPITRE 4 - TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN FORAGE		69
4.1	Résistance thermique du fluide	70
4.2	Résistance thermique des tuyaux	72
4.3	Résistance thermique du coulis.....	73
4.3.1	Résistance thermique du coulis pour un passage en U	75
4.3.2	Résistance thermique du coulis pour deux passages en U	76
CHAPITRE 5 - ALGORITHME D'AGRÉGATION MULTIPLE		78
5.1	Agrégation simple	78
5.2	Agrégation multiple	81
5.3	Évaluation des charges thermiques agrégées	84
5.4	Gestion de l'historique des charges thermiques au sol	86
5.5	Optimisation de la durée des périodes d'agrégation	88
CHAPITRE 6 - INTÉGRATION DE L'ALGORITHME		92
6.1	Intégration dans EES.....	92
6.1.1	Intégration d'une procédure externe dans EES.....	92
6.1.2	Intégration aux outils de dimensionnement	93
6.1.3	Pertinence de ce travail	96
6.2	Intégration dans CA-SIS	96
6.2.1	Intégration d'un modèle dans CA-SIS	97
6.2.2	Intégration du modèle de capteurs enterrés verticaux dans CA-SIS.....	99
6.2.3	Validation du TYPE93 dans CA-SIS.....	102

6.3	Intégration dans ESP-r	103
6.3.1	Code source de la modélisation du champ de capteurs sous ESP-r	103
6.3.2	Format du fichier de données du modèle GCEP	105
6.3.3	Vérification de l'intégration du modèle GCEP	107
CHAPITRE 7 - VALIDATION		109
7.1	Résultats pour un seul capteur	110
7.1.1	Influence du profil de charges thermiques	111
7.1.2	Influence du court-circuit thermique dans les forages	116
7.2	Résultats pour un champ carré de 36 capteurs	117
7.2.1	Évaluation de la température du fluide	118
7.2.2	Évaluation de la température du sol et de la pénalité de température	119
7.3	Temps de calculs	122
CONCLUSION		123
RÉFÉRENCES		130
ANNEXES		135

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1	Modèles analytiques recensés par Ball et al.....	15
Tableau 1.2	Modèles numériques recensés par Ball et al.	23
Tableau 3.1	Analyse de Stabilité.....	57
Tableau 3.2	Résumé des simulations sur T_s	62
Tableau 3.3	Résumé des simulations sur T_m	63
Tableau 4.1	Diamètres interne et externe des tuyaux PEHD les plus utilisés	73
Tableau 4.2	Coefficients de la méthode de Redmund.....	75
Tableau 4.3	Évaluation de Bu	76
Tableau 5.1	Évolution de l'algorithme d'agrégation de Yavakurtz et Spitler (1999)...	79
Tableau 5.2	Évolution de l'algorithme d'agrégation de Bernier (2001).....	80
Tableau 5.3	Évolution de l'algorithme d'agrégation multiple	82
Tableau 5.4	Conditions utilisées pour les simulations.....	89
Tableau 5.5	Simulations pour l'optimisation des périodes d'agréations	90
Tableau 6.1	Entrées de la procédure externe borefield dans EES.....	95
Tableau 6.2	Entrées et sorties du modèle CA-SIS (TYPE93)	100
Tableau 6.3	Format des fichiers de données GCEP	106
Tableau 6.4	Données utilisées pour la vérification du modèle GCEP	107
Tableau 7.1	Données des simulations pour un seul capteur.....	110
Tableau 7.2	Comparaisons DST vs TYPE93 pour un seul capteur	114
Tableau 7.3	Influence du court-circuit thermique sur la résistance thermique d'un forage et sur les températures calculées	117
Tableau 7.4	Comparaisons des températures du sol calculées par DST et TYPE93 ..	121
Tableau 7.5	Influence de la période entre les calculs de la pénalité de température ..	122

LISTE DES FIGURES

Figure 0.1	Évolution des températures de l'air, du sol et des eaux souterraines au cours de l'année.....	2
Figure 0.2	Système géothermique à capteurs enterrés verticaux typique	4
Figure 0.3	Champ rectangulaire de capteurs enterrés verticaux	5
Figure 2.1	Transfert de chaleur dans un capteur	34
Figure 2.2	Charge thermique en fonction temps A) Exprimée directement B) Superposée dans le temps	38
Figure 3.1	Domaine de calcul pour évaluer T_s et T_p	45
Figure 3.2	Maillage typique pour un champ de 2×2 capteurs.....	48
Figure 3.3	Nomenclature utilisée pour établir l'équation d'un élément	51
Figure 3.4	Balayages utilisés pour solutionner le problème numérique	53
Figure 3.5	Effet de la modélisation des forages sur T_p	68
Figure 4.1	Résistances thermiques dans un forage	70
Figure 4.2	Arrangements à 2 ou 4 tuyaux dans un capteur.....	74
Figure 5.1	Schéma d'agrégation de Yavakurtz et Spitler (1999).....	79
Figure 5.2	Schéma d'agrégation de Bernier (2001).....	80
Figure 5.3	Schéma de l'algorithme d'agrégation multiple.....	82
Figure 5.4	Évolution de l'historique des charges thermiques	84
Figure 5.5	Indices des charges thermiques dans la liste chaînée	86
Figure 5.6	Effet du nombre d'heures non agrégées	91
Figure 6.1	Procédure Borefield intégrée dans l'environnement EES	94
Figure 6.2	Modèle TYPE93 intégré dans CA-SIS	99
Figure 6.3	Schémas du code informatique du TYPE93 sous CA-SIS	101
Figure 6.4	Schémas du code informatique du modèle GCEP sous ESP-r	104
Figure 6.5	Vérification de l'intégration du modèle GCEP	108

Figure 7.1	Comparaison DST vs TYPE93 pour un seul capteur soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques.....	112
Figure 7.2	Comparaison DST vs TYPE93 pour un seul capteur soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques (vue rapprochée).....	113
Figure 7.3	Comparaison DST vs TYPE93 pour un seul capteur soumis au profil symétrique réel de charges thermiques.....	114
Figure 7.4	Comparaison DST vs TYPE93 pour un seul capteur soumis au profil asymétrique synthétique de charges thermiques	115
Figure 7.5	Comparaison DST vs TYPE93 Pour un seul capteur soumis au profil symétrique synthétique de charges thermiques	115
Figure 7.6	Comparaison DST vs TYPE93 pour 36 capteurs soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques.....	118
Figure 7.7	Comparaison des températures du sol calculées pour 36 capteurs soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques.....	119
Figure 7.8	Comparaison des températures du sol calculées pour 36 capteurs soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques (vue rapprochée).....	120

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE A - SUPPERPOSITION SPATIALE	135
A.1 Description et utilisation	135
A.2 Exemple	136
ANNEXE B - ÉVALUATION DE L'INTÉGRALE EXPONENTIELLE DE LA MÉTHODE DE LA SOURCE LINÉIQUE	138
B.1 Généralités.....	138
B.2 Valeurs originalement publiées par Ingersoll et al.....	139
B.3 Autres Méthodes	140
ANNEXE C - ÉVALUATION DE LA FONCTION G DE LA MÉTHODE DE LA SOURCE CYLINDRIQUE.....	141
C.1 Généralités.....	141
C.2 Évaluation de la fonction $G(F_0, P)$	142
ANNEXE D - PROFILS DE CHARGES THERMIQUES AU SOL UTILISÉS POUR LES SIMULATIONS.....	145
ANNEXE E - MODIFICATIONS AU CODE ESP-r.....	149
E.1 Modifications au fichier bmatv.F	149
E.2 Modifications au fichier hvacsim.F.....	149
E.3 Modifications au fichier ashp.F.....	150
E.4 Modifications au fichier ashp_cooling.F.....	151
E.5 Modifications au fichier hvac_module.F	151
E.6 Modifications au fichier hvacinput.F	151
E.7 Modifications au fichier input.F.....	152
E.8 Modifications au fichier scsys.F	152
E.9 Modifications au fichier emkcfg.F.....	153

E.10	Modifications au fichier bps.F	153
E.11	Modifications au fichier esystem.F	153
E.12	Modifications au fichier h3koutput.F	154
E.13	Modifications au fichier h3kstore.F	154
E.14	Modifications au fichier h3kstore_module.F	154
ANNEXE F - DONNÉES D'ENTRÉE DU MODULE DST DANS TRNSYS		155

INTRODUCTION

Les besoins énergétiques des bâtiments constituent une dépense majeure. Ainsi on estime qu'au Canada 30% de l'énergie consommée sert à combler les besoins en climatisation, chauffage, ventilation et éclairage des bâtiments. Il y a donc dans les bâtiments un énorme potentiel d'économie d'énergie.

0.1 Pompes à chaleur

Une bonne partie de ces besoins sont comblés par des systèmes de chauffage, ventilation et climatisation (CVC). Parmi ces types de systèmes, les pompes à chaleur offrent un bon potentiel d'économie d'énergie. Celles-ci utilisent l'énergie qu'elles reçoivent généralement sous forme d'électricité pour déplacer (ou pomper) la chaleur d'une source vers un puits: le bâtiment est un puits en chauffage alors qu'il est une source en climatisation. Elles parviennent généralement à déplacer plus de chaleur qu'elles reçoivent d'énergie sous forme d'électricité ce qui permet des économies d'énergie. Elles exhibent généralement des COP (énergie déplacée/ énergie électrique fournie) variant entre 2 et 5.

Les pompes à chaleur sont répertoriées selon la source et le puits utilisés. Par exemple, le type eau-air utilise un liquide et l'air comme source et puits. Un type de pompes à chaleur très populaires est le type air-air. En effet, vu ses coûts d'achat et d'installation relativement peu élevés, ce type de pompes à chaleur est très répandu surtout pour les applications résidentielles. Par contre, puisque l'air extérieur est froid pendant la saison de chauffage et chaud pendant la saison de climatisation, les performances de ces pompes à chaleur sont relativement basses pendant les périodes de grands besoins.

La figure I.1, reproduite d'un dépliant du manufacturier Montréalais de systèmes de chauffage Cantherm, montre l'évolution des températures de l'air, du sol et des eaux

souterraines au cours de l'année. On peut clairement y constater que la température du sol et celle des eaux souterraines varient moins en cours d'année que celle de l'air. Ces milieux, lorsqu'ils sont utilisés comme source ou puits pour des pompes à chaleur, permettent donc d'obtenir de meilleurs rendements moyens que l'air.

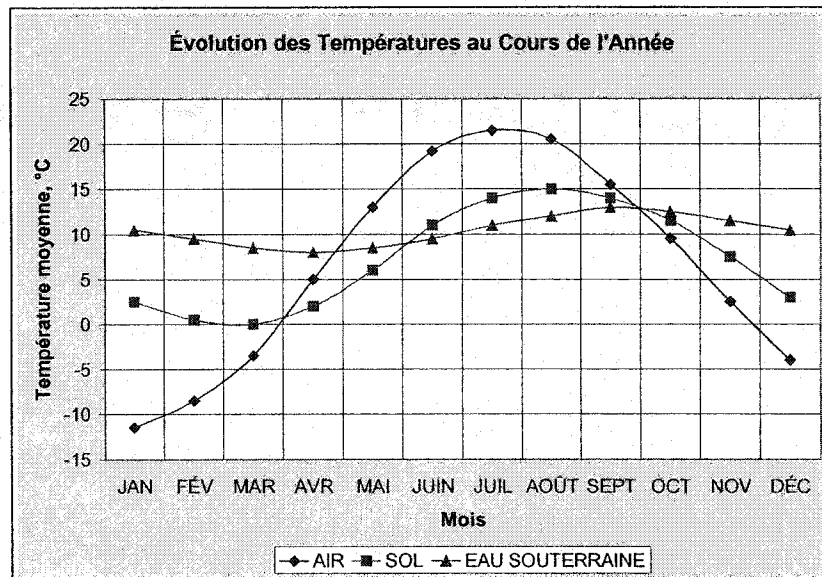


Figure 0.1 Évolution des températures de l'air, du sol et des eaux souterraines au cours de l'année

0.2 Pompes à chaleur géothermiques

Les systèmes de pompes à chaleur géothermiques échangent de l'énergie avec les eaux souterraines, les eaux de surface ou le sol. Elles prennent donc avantage des rendements plus élevés que permettent ces milieux. Il existe quatre types principaux de pompes à chaleur géothermiques.

Le premier type utilise comme source/puits l'eau des lacs et rivières. Il est possible de pomper cette eau directement dans les pompes à chaleur. Cependant, il est plus fréquent d'utiliser un circuit indépendant de fluide caloporteur dans les pompes à chaleur et un

échangeur de chaleur pour permettre le transfert thermique entre ce circuit et l'eau d'un lac ou d'une rivière. Ce genre de système est probablement le type de système géothermique ayant les coûts initiaux les plus bas. Cependant, il n'est applicable que pour les bâtiments situés près de cours d'eau. De plus, de nombreuses normes environnementales font en sorte que ce genre de système n'est pas utilisables dans tous les cours d'eau. Finalement, ce type de système comporte certains frais d'entretien pour éviter l'encrassement des tuyaux et échangeurs.

Le second type de systèmes utilise l'eau de la nappe phréatique comme source/puits. Encore une fois, il est possible de pomper cette eau directement dans les pompes à chaleur ou d'utiliser un échangeur de chaleur et un circuit fermé de circulation de fluide caloporteur. Ces systèmes sont très efficaces vu la grande stabilité de la température de cette source/puits. Par contre, la nappe phréatique est parfois difficile d'accès et les normes environnementales de plusieurs régions interdisent cette pratique. Ces systèmes requièrent également un certain entretien pour éviter l'encrassement.

Un troisième type circule un fluide caloporteur dans des tuyaux horizontaux enfouis dans le sol près de la surface. Ce fluide caloporteur échange donc de la chaleur avec le sol. Puisque le circuit de fluide passant par les pompes à chaleur et les tuyaux dans le sol est fermé, il y a peu d'encrassement et le système demande peu d'entretien. Par contre, vu les grandes dimensions de l'échangeur enfouis dans le sol, ces systèmes ont généralement un coût initial plus élevé que les systèmes échangeant avec les eaux de surface et souterraines. De plus, l'échangeur nécessite une grande superficie de terrain. Finalement, le fait que l'échangeur soit situé près de la surface du sol fait en sorte qu'il est affecté par les fluctuations de la température de l'air ambiant ce qui diminue l'efficacité du système.

Le quatrième type, les systèmes utilisant des champs de capteurs verticaux enterrés, occupe une moins grande superficie de terrain que les systèmes utilisant des capteurs

horizontaux et est très peu affecté par les fluctuations de la température de l'air ambiant. Par contre, ils entraînent des coûts initiaux plus élevés que les autres systèmes vus précédemment puisqu'il faut forer le sol à une certaine profondeur, de l'ordre d'une centaine de mètres, pour installer les capteurs. Ils peuvent cependant être utilisés dans la plupart des situations. Ce genre de système est d'ailleurs le plus utilisé dans les applications commerciales. La présente étude porte sur ces systèmes.

La figure I.2 montre un système géothermique à capteurs enterrés verticaux typique. Une pompe de circulation circule un fluide caloporteur dans une boucle fermée comprenant le réseau de pompes à chaleur et le champ de capteurs. Chaque pompe à chaleur reçoit une puissance (P), doit combler une charge (C) et rejette/puise une quantité de chaleur (Q) dans la boucle de circulation. Le champ de capteurs rejette ou puise dans le sol la somme des énergies rejetées ou puisées dans la boucle par les pompes à chaleur. Il est également possible d'utiliser plusieurs petits réseaux décentralisés utilisant chacun leur propre pompe de circulation.

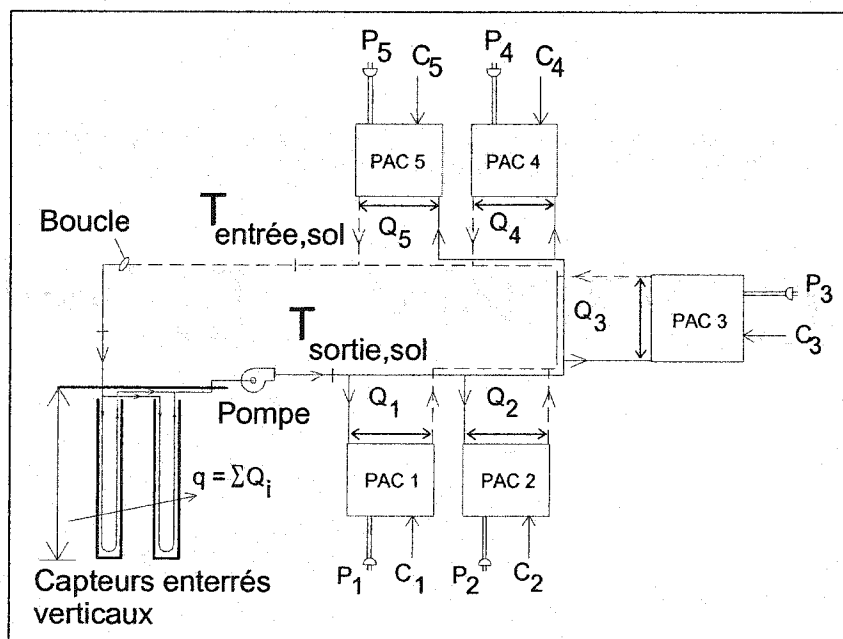


Figure 0.2 Système géothermique à capteurs enterrés verticaux typique

La figure I.3 montre un champ de capteurs enterrés verticaux en détails. Ce champ comporte un certain nombre de capteurs dans les deux directions (x et y). Chacun de ces capteurs est constitué du forage dans lequel se trouvent les tuyaux. Les deux tuyaux montrés sur la figure sont en fait un seul passage en U, c'est à dire un seul tuyau avec un coude en U qui renverse l'écoulement du fluide de 180° dans le fond du forage. Donc, un des tuyaux vus sur la figure est en fait l'entrée d'un passage en U alors que l'autre est la sortie. Il est possible d'insérer plusieurs passages en U dans un même forage : cette technique n'est pas tellement efficace au niveau du transfert de chaleur et est utilisée surtout aux endroits où forer le sol est très difficile tels que les terrains montagneux. Le forage est rempli de coulis, un matériel assez bon conducteur de chaleur dont la texture est similaire à celle du ciment, qui favorise le transfert thermique en améliorant la surface de contact avec les tuyaux et la paroi du forage. La distance entre les forages a également une grande influence sur le comportement du champ de capteurs.

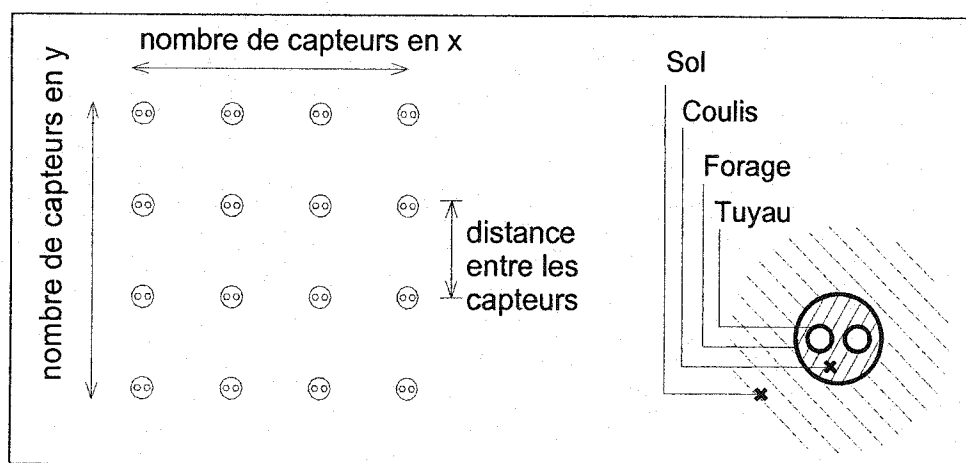


Figure 0.3 Champ rectangulaire de capteurs enterrés verticaux

0.3 Modélisations des champs de capteurs enterrés

Tel que mentionné précédemment, les systèmes géothermiques utilisant les champs de capteurs verticaux enterrés ont des coûts initiaux de construction et installation relativement élevés. Il est donc essentiel qu'ils soient bien conçus.

L'échangeur dans le sol est une composante critique de ces systèmes. Celui-ci doit pouvoir puiser ou rejeter suffisamment de chaleur dans le sol pour combler les besoins de l'édifice pendant un certain nombre d'années en évitant les variations excessives de température dans le champ de capteurs sans pour autant être surdimensionné ce qui augmenterait inutilement les coûts initiaux. Une bonne représentation de l'échangeur de chaleur est essentielle lors de l'évaluation du comportement thermique d'un système géothermique à des fins d'analyses énergétiques ou de dimensionnement/conception.

Selon Cane et Forgas (1991), les méthodes actuelles de conception résultent en des champs de capteurs surdimensionnés de 10 à 30%. Les coûts initiaux de ces systèmes sont donc plus élevés qu'ils devraient l'être ce qui rend les systèmes à capteurs verticaux enterrés moins attrayants au niveau économique. Il y a également un manque de connaissances des systèmes géothermiques chez les concepteurs de systèmes CVC. Il existe donc un réel besoin d'outils simples, rapides et précis permettant de simuler et concevoir ce genre de système.

0.4 Objectifs de la présente étude

L'objectif de la présente étude est de concevoir, optimiser, valider et implanter un modèle permettant de modéliser un champ de capteurs enterrés verticaux. Ce modèle doit être suffisamment rapide et convivial pour être utilisable dans la pratique sans pour autant compromettre la précision des résultats. L'implantation se fait dans les logiciels

de simulations énergétiques de bâtiments CA-SIS et ESP-r dans le cadre de travaux pour Électricité de France (EDF) et Ressources Naturelles Canada (CANMET). De plus, certaines parties de ce modèle sont jumelées à des outils de dimensionnement sous EES.

Pour que l'algorithme développé soit précis, une méthode numérique permettant d'évaluer le transfert de chaleur à grande échelle, et donc l'interférence thermique entre les différents capteurs, est développée. Cette méthode numérique est jumelée à une méthode analytique, la source de chaleur cylindrique, qui évalue le transfert thermique local dans un capteur. Ceci permet d'accélérer grandement les calculs. Une technique d'agrégation, consistant à remplacer des charges thermiques horaires par des moyennes sur certaines périodes qui se sont déroulées dans un passé éloigné, est développée et optimisée. Cette technique permet également d'accélérer les calculs.

Le présent travail se limite aux champs de capteurs enterrés verticaux. Bien que certaines techniques développées puissent s'appliquer aux systèmes horizontaux et ceux utilisant les eaux de la nappe phréatique et les eaux de surface, ceux-ci ne sont pas étudiés.

0.5 Organisation de ce mémoire

Le premier chapitre révise les travaux de recherche effectués à ce jour sur la modélisation de capteurs enterrés verticaux. Le second explique la technique de la source de chaleur cylindrique et son application à des problèmes transitoires. Le troisième décrit la méthode numérique utilisée pour modéliser le transfert thermique global à l'échelle d'un champ de capteurs. Le quatrième chapitre expose les relations utilisées pour évaluer la résistance thermique entre le fluide caloporteur et la paroi d'un forage. Le cinquième chapitre décrit la méthode d'agrégation développée, l'algorithme d'agrégation multiple, ainsi que son application et son optimisation. Le chapitre six

décrit l'implantation de l'algorithme complet dans les logiciels de simulations de bâtiments CA-SIS et ESP-r ainsi que l'implantation du modèle numérique modélisant le transfert thermique global dans EES pour compléter des outils de dimensionnement d'échangeurs géothermique. Finalement, le chapitre sept présente une validation des résultats obtenus à partir de la version du modèle implantée dans CA-SIS.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Généralités

Tel que mentionné dans l'introduction, les systèmes géothermiques utilisent le sol comme réservoir thermique et se servent de ce réservoir comme source/puits pour chauffer/climatiser un bâtiment. Un échangeur de chaleur dans le sol permet d'y puiser/rejeter de la chaleur. La chaleur est transportée du sol vers des pompes à chaleur ou vice versa par une boucle de circulation dans laquelle est pompé un fluide caloporteur.

L'échangeur dans le sol est une composante critique du système. Celui-ci doit pouvoir puiser/rejeter suffisamment de chaleur dans le sol pour combler les besoins de l'édifice pendant un certain nombre d'années en évitant les variations excessives de température dans le champ de capteurs. Son bon dimensionnement est donc essentiel au bon fonctionnement du système complet. Un échangeur sous dimensionné entraîne une incapacité du système à combler les besoins de l'édifice et de grandes variations de température du fluide caloporteur ce qui peut engendrer un mauvais fonctionnement des pompes à chaleur reliées au circuit. Un échangeur sur dimensionné entraîne des coûts élevés de construction. Pour bien dimensionner un tel échangeur, il faut d'abord bien le modéliser. Une bonne représentation de l'échangeur de chaleur est aussi essentielle lors de simulations du comportement d'un système géothermique et d'analyses énergétiques.

Cette revue de littérature discute les travaux effectués sur la modélisation et le dimensionnement de systèmes géothermiques à puits verticaux enterrés. Elle est divisée en deux sections principales, la modélisation de l'échange de chaleur dans le sol et le dimensionnement de l'échangeur. La section sur la modélisation de l'échange dans le

sol est divisée en deux sous-sections : les modèles analytiques et les modèles numériques.

1.2 Modélisation de l'échange de chaleur dans le sol

Selon Ball et al. (1983), l'idée d'utiliser le sol comme réservoir thermique date de l'année 1912 alors qu'un dénommé Zoelly l'utilise en Suisse. Ce n'est qu'après la deuxième guerre mondiale que des recherches sérieuses sont effectuées alors qu'une douzaine de projets sont entrepris vers 1946. Ces projets permettent d'évaluer l'influence de plusieurs paramètres tels que la dimension des tuyaux, l'espacement entre ceux-ci ainsi que la profondeur des forages. Une deuxième vague de travaux de recherche, qui a débuté vers 1974 suite à la crise du pétrole, se poursuit encore de nos jours.

La première vague, vu les moyens techniques limités de l'époque, a donné lieu au développement et à l'utilisation de plusieurs techniques analytiques pour modéliser l'échange de chaleur dans le sol. La seconde vague est caractérisée par la présence de plus d'installations et donc par la disponibilité de plus d'informations, par l'utilisation de nouveaux matériaux tels que les plastiques et par l'apparition d'ordinateurs de plus en plus performants qui permettent l'utilisation de modèles numériques et hybrides.

1.2.1 Notions préliminaires

Une grande partie des modèles existants, qu'ils soient analytiques ou numériques, évaluent d'abord l'influence d'un seul capteur sur l'échange thermique dans le sol. Ils superposent ensuite cette solution pour plusieurs capteurs et obtiennent ainsi la distribution des températures dans un champ complet. Ce principe de superposition spatiale est donc important. Il est expliqué en détails à l'annexe A.

De la même façon, le principe de superposition temporelle est utilisé dans beaucoup de modèles. La charge thermique au sol est généralement divisée en impulsions d'une heure qui sont superposées dans le temps pour donner la solution complète. Ce principe est utilisé dans le modèle proposé dans ce travail. Il est présenté de façon détaillée au chapitre 2.

1.2.2 Modèles analytiques

L'utilisation de méthodes analytiques est attrayante du point de vue des faibles ressources informatiques nécessaires et de la vitesse de calcul. Par contre, vu les complexités rencontrées au niveau de la géométrie et des différents matériaux utilisés, il est difficile de trouver un modèle analytique adéquat. Néanmoins, un bon nombre de méthodes de design et de simulation utilisant des modèles analytiques ont été développés. Cane et Forgas (1991) ont passé en revue plusieurs de ces méthodes. La plupart d'entre elles sont basées sur la théorie de la source linéique de Lord Kelvin (1882) ou sur la solution de la source cylindrique de Carslaw et Jaeger (1947) et sur les applications de ces solutions développées par Ingersoll et al. (1948, 1950, 1954).

1.2.2.1 Méthode de la source linéique

Ingersoll et al. (1948, 1954) utilisent la théorie de la source linéique de Kelvin (1882) qui donne la température en tous points d'un médium infini dans lequel une source/puits linéique infiniment longue est présente. Le médium est supposé avoir initialement une température uniforme. La source/puits y est activée au temps zéro et y rejette/puise de la chaleur à un taux constant. Ingersoll et al. supposent qu'un long tuyau se comporte comme une source linéique infiniment longue et utilisent cette technique pour obtenir la température T à une distance r du centre de ce tuyau :

$$T - T_0 = \frac{-Q'}{2\pi k_s} \int_X^\infty \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta = \frac{-Q'}{2\pi k_s} I(X) \quad (1.1)$$

$$\text{où : } X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha_s t}} \quad (1.2)$$

T = température du sol à une distance r du centre du tuyau et un temps t (°C)

T_0 = température initiale du sol (°C)

Q' = chaleur puisée dans le sol (négalif pour chaleur rejetée) (W/m)

r = distance à partir du point où la source est appliquée (m)

k_s = conductivité thermique du sol (W/m°C)

α_s = diffusivité thermique du sol (m²/hr)

t = temps depuis le début du rejet/puisage de chaleur (hr)

β = variable d'intégration

$I(X)$ est fournit sous forme de table par Ingersoll et al (1948, 1954) et sous forme graphique par Bose (1985) et Kavanaugh et Rafferty (1997). Ingersoll et al (1948, 1954) ainsi que Bose et al. (1984, 1988) produisent des relations pour évaluer $I(X)$. Ces tables et relations sont présentées à l'annexe B.

Ingersoll et al. recommandent l'utilisation de la superposition spatiale (annexe A) pour tenir compte de l'interférence entre plusieurs tuyaux enfouis dans le sol. Ils proposent également de scinder la période sur laquelle on étudie l'effet d'une charge thermique variable en plus petits intervalles et d'utiliser le principe de superposition temporelle (chapitre 2) pour obtenir la solution sur la période complète.

Les auteurs décrivent aussi une méthode pour évaluer la température d'un tuyau horizontal enfouis à une certaine distance sous la surface. Cette méthode suppose une influence nulle à la surface ce qui est obtenu en ajoutant une image miroir négative de la source/puits au-dessus de la surface et à évaluer son interférence. Pour tenir compte de l'influence des conditions en surface, il suffit de superposer l'influence de ces

conditions. Il est aussi possible de supposer une surface adiabatique en ajoutant une image miroir positive.

Ingersoll et al prétendent que, même si elle est développée pour une source linéique infiniment longue, cette théorie est valide pour de petits tuyaux longs en opération pendant d'assez longues périodes. Ils déterminent un critère pour que l'erreur soit suffisamment petite pour les applications pratiques. D'après ce critère, il faut que le nombre de Fourier à la surface du tuyau soit supérieur à 20 :

$$F_0 = \frac{\alpha_s t}{r_0^2} > 20 \quad (1.3)$$

où : r_0 est le rayon externe du tuyau (m)

La méthode utilisée pour tenir compte de l'interférence entre les capteurs est également limitée par ce critère puisque la distance entre les capteurs est souvent assez grande ce qui entraîne des nombres de Fourier inférieurs à 20 pour des intervalles de temps raisonnables.

Néanmoins, ces travaux ont constitué un avancement majeur dans le domaine de la modélisation des échangeurs de systèmes géothermiques et ces idées et méthodes sont à la base de nombreux travaux et méthodes plus récents.

1.2.2.2 Méthode de la source cylindrique

Ingersoll et al (1950, 1954) proposent l'utilisation d'une relation plus difficile à évaluer mais valide pour les applications où le diamètre est suffisamment grand ou le temps suffisamment petit pour que la méthode de la source linéique entraîne une erreur appréciable : lorsque le nombre de Fourier est inférieur à 20. Cette relation, développée

par Carslaw et Jaeger (1947) pour un long tuyau qui échange de la chaleur à un taux constant, est :

$$T - T_0 = \frac{-Q'}{k_s} G(F_0, p) \quad (1.4)$$

où : $p = \frac{r}{r_0}$ (1.5)

$$G(F_0, p) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-\beta^2 F_0} - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} [J_0(p\beta)Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_0(p\beta)] \frac{1}{\beta^2} d\beta \quad (1.6)$$

J_0 , J_1 , Y_0 et Y_1 sont les fonctions de Bessel d'ordre 0 et 1

Ingersoll et al. fournissent une table des valeurs de la fonction G pour p variant de 1 à 10 et F_0 variant de 0.1 à 25000. Kavanaugh et Rafferty (1997) produisent ces valeurs sous forme graphique pour $p=1$. Les résultats pour $p=1$ sont très importants car ils permettent d'évaluer la température à la paroi du forage qui est essentielle pour l'évaluation de la chaleur échangée. Puisque Ingersoll et ses associés disposaient de ressources de calcul limitées, leurs évaluations de la fonction G comportent certaines imprécisions. Plusieurs chercheurs, dont Cooper (1976) et Bernier (2001, 2002), ont évalué plus précisément les fonctions G et proposé des relations pour les calculer. Différentes équations et tables utilisées pour évaluer G sont présentées à l'annexe C.

La méthode de la source cylindrique est utilisée pour évaluer la distribution locale des températures pour un capteur dans le modèle proposé dans le cadre de ce document. Elle est expliquée plus en détails au chapitre 2.

1.2.2.3 Certains des plus vieux modèles

Ball et al (1983) discutent de l'évolution des méthodes de design et des différents modèles utilisés. Ils publient un tableau listant plusieurs modèles développés avant 1983 contenant les modèles analytiques suivants :

Tableau 1.1 Modèles analytiques recensés par Ball et al.

Concepteurs	Technique Utilisée	Pays	Commentaires
<i>Uni dimensionnels</i>			
Kalman (1980)	Source Linéique	U.S.	Tient compte de la résistance thermique de la paroi des tuyaux
Vestal & al (1954,1956)	Graphique	U.S.	Basée sur des corrélations provenant de données expérimentales
Hadley (1949)	Analytique	U.S.	Corrélations de données expérimentales transitoires.
Skartredt (1980)	Paramètre localisé	U.S.	Fluide et tuyaux modélisés comme une seule masse isotherme. Le sol est modélisé comme 6 volumes concentriques autour d'un seul tuyau.
*	Paramètre localisé	Eur.	Échangeur modélisé comme une dalle isotherme mince entourée par de minces dalles isotherme de sol avec des résistances thermiques entre les dalles adjacentes.
<i>Bi dimensionnels</i>			
Claeson & Johansson (1980)	Paramètre localisé	Eur.	Caractérise l'échangeur comme une longueur d'échange thermique et le sol comme un volume isotherme cylindrique.

1.2.2.4 Méthode de Hart et Couvillion

Tel que décrit par Yavuzturk (1999), Hart et Couvillion (1986) utilisent la théorie de la source linéique et introduisent le concept de rayon de champ éloigné, r_∞ . Ce rayon est la distance à partir de laquelle on peut considérer que le sol n'est pas perturbé par le rejet/puisage thermique du capteur et que sa température est donc constante. Il est fonction du temps et est évalué à l'aide de la relation :

$$r_\infty = 4\sqrt{\alpha_s t} \quad (1.7)$$

La théorie de la source linéique appliquée dans ces conditions donne l'expression :

$$T - T_0 = \frac{Q'}{4\pi k_s} \int_Y^\infty \frac{e^{-\lambda^2}}{\lambda} d\lambda \quad (1.8)$$

$$\text{où : } Y = \frac{r^2}{4\alpha_s t} \quad (1.9)$$

La relation 1.8 est résolue à l'aide de tables d'intégrales pour obtenir la solution :

$$T - T_0 = \frac{Q'}{2\pi k_s} \left[\ln \frac{r_\infty}{r} - 0.9818 + \frac{4r^2}{2r_\infty^2} - \frac{1}{4(2!)} \left(\frac{4r^2}{r_\infty^2} \right)^2 + \dots + \frac{(-1)^{N+1}}{2N(N!)} \left(\frac{4r^2}{r_\infty^2} \right)^N \right] \quad (1.10)$$

Selon les auteurs, cette relation s'applique également pour des tuyaux en autant que :

$$\frac{r_\infty}{r_0} \geq 15 \quad (1.11)$$

Pour des valeurs inférieures à 15, une procédure plus complexe d'évaluation de r_∞ est détaillée.

Selon Cane et al. (1991), cette technique est recommandée par la National Water Well Association (NWWA) qui propose d'utiliser une méthode basée sur des données

mensuelles de degrés jours pour effectuer des analyse énergétique annuelles. Puisque le transfert de chaleur dans le sol dépend de l'historique des échanges thermiques, l'utilisation de degrés jours lors de simulations est passablement douteuse. De plus, la technique est basée sur la méthode de la source linéique et en comporte donc les limites. Elle ne propose aucune alternative pour évaluer l'interférence entre capteurs ce qui la rend mal adaptée pour l'analyse de champs complets.

1.2.2.5 Approche de Bose

Bose et al. (1985) suggèrent une approche qui est recommandée par l'International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA). Cette approche utilise la méthode de la source linéique d'Ingersoll et al. (1948, 1954) et définit le concept de résistance du sol :

$$R_s = \frac{I(X)}{2\pi k_s} \quad (1.12)$$

Ils relient la température du fluide à ces équations, ajoutent la résistance des tuyaux R_p et obtiennent :

$$\frac{T_f - T_0}{Q'} = R_p + R_s \quad (1.13)$$

$$\text{où : } R_p = \frac{1}{2\pi k_p} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \quad (1.14)$$

k_p = conductivité thermique des tuyaux (W/m°C)

T_f = température moyenne du fluide dans les tuyaux (°C)

D_o et D_i = diamètres externe et interne des tuyaux (m)

Pour les capteurs contenant plusieurs tuyaux, tels que ceux contenant des passages en U, ils recommandent l'utilisation du diamètre externe équivalent, D_{oe} , qui provient de

$$\text{Claesson (1983) : } D_{oe} = D_o \sqrt{n} \quad (1.15)$$

où : n = nombre de tuyaux dans le forage.

À partir de ce diamètre équivalent, ils évaluent la résistance effective des tuyaux :

$$R_{pe} = \frac{1}{2\pi k_p} \ln \left(\frac{D_{oe}}{D_{oe} - (D_o - D_i)} \right) \quad (1.16)$$

Ils discutent, toujours en se basant sur les travaux de Claesson (1983), l'addition d'une résistance thermique supplémentaire pour tenir compte de la vitesse du fluide, de la longueur de l'échangeur et de la capacité calorifique du fluide. Cette résistance est obtenue approximativement par :

$$R_{fl} = \frac{\mu}{2} = \frac{L_p}{2\rho_{fl}Cp_{fl}Q_{fl}} \quad (1.17)$$

où : R_{fl} = résistance thermique due au fluide ($\text{m}^\circ\text{C}/\text{W}$)

ρ_{fl} = masse volumique du fluide (Kg/m^3)

Cp_{fl} = chaleur spécifique du fluide ($\text{J}/\text{Kg}^\circ\text{C}$)

Q_{fl} = débit de fluide (m^3/s)

L_p = longueur du tuyau (m)

L'interférence entre plusieurs capteurs est tenue en compte en utilisant le principe de superposition spatiale. Tel que mentionné à la section 1.2.2.1, cette technique est limitée car l'utilisation de la source linéique sur de grandes distances, telles que celles séparant des capteurs, entraîne des imprécisions.

L'IGSHPA jumelle cette approche à une méthode d'analyse énergétique utilisant des données par tranche de température (« bin » en anglais) ce qui, vu le fait que l'échange thermique dans le sol dépend de l'historique des charges, entraîne plusieurs incertitudes.

Cette méthode tente un rapprochement entre la température du fluide et la température de la paroi du capteur en tenant compte de la résistance du tuyau et du fluide. Elle tient aussi compte de la présence de plusieurs tuyaux dans un forage. Elle constitue donc une amélioration par rapport à la méthode originale de Ingersoll et al. Elle comporte tout de même plusieurs limites dont celles inhérentes à la méthode de la source linéique pour les cas où le diamètre du capteur est grand ou l'intervalle de temps petit.

1.2.2.6 La méthode de Kavanaugh

Kavanaugh et al (1991, 1997) proposent l'utilisation de la méthode de la source cylindrique à laquelle ils effectuent quelques ajustements pour la rendre plus complète. Des comparaisons avec des résultats expérimentaux faites par Deerman et Kavanaugh (1991) montrent que cette méthode procure effectivement de meilleurs résultats que la méthode de la source cylindrique pour les cas étudiés. Ils utilisent une relation du genre:

$$Q' = \frac{T_0 - T_{fl} - T_p}{R} \quad (1.18)$$

où :

R , la résistance thermique totale entre le fluide et le sol ($m^{\circ}C/W$), est donnée par : $R = R_s + R_b$ (1.19)

R_s = résistance thermique du sol ($m^{\circ}C/W$)

R_b = résistance thermique entre le fluide et la paroi du forage ($m^{\circ}C/W$)

T_p = pénalité de température due à l'interférence thermique entre les capteurs ($^{\circ}C$)

R_s est évaluée à la paroi du forage à l'aide de la solution de la source cylindrique pour donner :

$$R_s = \frac{G(F_0, 1)}{k_s} \quad (1.20)$$

Kavanaugh et Rafferty (1997) proposent une table pour évaluer R_b , la résistance thermique entre le fluide et la paroi des forages, en fonction des dimensions des tuyaux, du fluide utilisé et du débit de fluide circulant dans les tuyaux. Une autre table permet d'ajuster la résistance obtenue en fonction de la conductivité thermique du coulis. Ces tables sont passablement limitées. En effet, des valeurs sont données seulement pour 12 types de tuyaux en polyéthylène, 2 fluides caloporteurs, 3 débits, 3 sols et 3 coulis. De plus, la méthode ne s'applique que pour le cas où un seul passage en U (2 tuyaux) est présent dans le capteur ce qui est le cas généralement rencontré en Amérique.

Les auteurs proposent en annexe l'utilisation de la méthode de Remund (1999) pour évaluer R_b lorsqu'un seul passage en U (2 tuyaux) est présent dans le forage. Puisqu'elle est utilisée dans le cadre des présents travaux, la méthode de Remund est décrite au chapitre 4. Ils supposent également que l'écoulement dans les tuyaux est généralement turbulent et utilisent la relation de Dittus-Boelter, également décrite au chapitre 4, pour tenir compte de la convection.

Deerman et Kavanaugh (1991) évaluent R_b à l'aide d'une relation analytique et ajoutent des facteurs de correction pour tenir compte de la résistance thermique du fluide et du fait que le transfert de chaleur n'est pas uniforme à la paroi du forage. Ils ajoutent également une résistance thermique de court-circuit, R_{sc} , pour tenir compte du fait que le fluide descendant dans le forage échange de la chaleur avec le fluide qui remonte (court-circuit thermique). Pour tenir compte du nombre de tuyaux présents dans un forage, ils

utilisent le diamètre équivalent proposé par Bose (1985) calculé à l'aide de la relation 1.15. Cette méthode comporte de nombreux paramètres qui la rendent plutôt lourde. Elle procure par contre de meilleurs résultats que la méthode de la source cylindrique seule tel que démontré par les auteurs.

Dans leur livre, Kavanaugh et Rafferty (1997) suggèrent d'évaluer T_p , la pénalité de température due à l'interférence thermique entre capteurs, à l'aide de la méthode de la source linéique. Ils évaluent l'énergie que le sol contiendrait dans un anneau situé entre la médiane entre un forage et ses voisins immédiats et une distance de 6 à 7.5 mètres (20 à 25 pieds) à partir du centre de ce forage si le capteur était seul et puisait/rejetait la charge thermique moyenne annuelle pendant une période de 10 ans. Ils supposent ensuite que cette énergie est emmagasinée dans un espace rectangulaire dont les frontières adiabatiques sont situées à mi-chemin entre le capteur et ses quatre voisins immédiats. Ils obtiennent T_p en divisant l'énergie obtenue pour l'espace cylindrique entre r_c et 6-7.5m par la masse thermique de cet espace rectangulaire. Pour tenir compte des capteurs qui n'ont pas de voisins, ils font une moyenne pondérée des T_p en supposant que les capteurs situés dans les coins de l'agencement du champ de capteurs ont un quart de la pénalité de température (T_p) calculée et ceux situés sur les arrêtes externes ont la moitié.

Cette manière d'évaluer T_p est plus ou moins logique puisqu'elle ne tient compte que de quatre voisins d'un capteur et n'évalue pas vraiment la montée de température à la paroi du forage mais une moyenne dans l'espace entre les capteurs. De plus, le fait de ne tenir compte que de l'énergie qui serait contenue dans un rayon de 6-7.5m procure des résultats discutables et ses motivations sont plutôt nébuleuses. La décision d'utiliser 6 ou 7.5 mètres n'est pas évidente car les auteurs, dans un exemple, calculent une valeur de -2.1°C (-3.7°F) pour 7.5 mètres alors que le même calcul donne -1.3°C (-2.4°F) pour 6 mètres. De plus, pour ce même exemple, il est facile de démontrer qu'il y a de

l'énergie emmagasinée dans le sol à plus de 45 mètres(150') du centre du capteur après 10 ans.

La méthode est basée sur de nombreuses hypothèses qui ne sont pas toujours facile à respecter en pratique. Elle est développée pour des configurations types et peu de solutions de rechange sont proposées pour les configurations non habituelles. Malgré ces limitations, elle constitue une amélioration de la méthode de la source cylindrique. Le livre de Kavanaugh et Rafferty (1997) est une référence en matière de conception de systèmes de pompes à chaleur géothermiques surtout en Amérique.

1.2.3 Modèles numériques

Les modèles numériques ont l'avantage de pouvoir mieux modéliser la géométrie complexe des capteurs et les divers matériaux utilisés. Par exemple, ils peuvent modéliser le phénomène de court-circuit thermique entre les deux embranchements (descendant et ascendant) d'un passage en U. Ils peuvent également évaluer l'interférence entre les capteurs en tenant compte du fait que la température varie tangentiellement.

Par contre, vu la complexité de la géométrie modélisée, ils sont généralement lourds et lents. Ils sont donc surtout utilisés pour ne modéliser qu'un seul capteur lorsqu'on désire étudier l'influence d'un paramètre précis ou pour des simulations de courte durée. Souvent, le comportement d'un capteur est modélisé numériquement et le comportement d'un champ complet est obtenue par superposition spatiale (annexe A) de la solution numérique obtenue.

1.2.3.1 Certains des plus vieux modèles

Ball et al (1983) discutent de l'évolution des méthodes de design et des différents modèles et règles utilisés. Ils publient un tableau qui liste plusieurs modèles développés avant 1983 qui contient les modèles numériques suivants.

Tableau 1.2 Modèles numériques recensés par Ball et al.

Concepteurs	Technique	Pays	Commentaires
Unidimensionnels			
Schlosser (1978)	Différences finies	Eur.	Échangeur simulé comme une plaque horizontale générant de la chaleur uniformément.
Bidimensionnels			
Metz & al (1979, 1981)	Différences finies	U.S.	Modèle TRNSYS. Conçu pour échangeurs horizontaux et réservoirs enterrés. Comparé à des mesures expérimentales.
Whitacre (1974) Holt (1976)	Différences finies	U.S.	Conçu pour les oléoduc en sol arctique. Inclus les mouvements d'eau souterraine.
Mai & Fisher (1983)	Différences finies	U.S.	Conçu pour un échangeur vertical isolé. Des pas de temps inférieur à 10 s sont requis pour assurer la stabilité.
Bande (1979)	Différences finies	Eur.	Modélise un seul capteur. Travail interrompu.
Johansson & Westman (1979)	Différences finies	Eur.	Utilise des propriétés variables du sol pour tenir compte du gel. La température en surface est fonction de la convection, du rayonnement et de la température ambiante.
Morgensen (1979)	Différences finies	Eur.	Les propriétés du sol sont fonction de la densité minérale, de la densité à sec, du contenu d'humidité et de la température. Tient compte du gel près de l'échangeur.
Neiss & Winter (1977)	Différences finies	Eur.	Propriétés du sol constantes. Les températures de surfaces sont calculées à l'aide du modèle de Claesson (1980).
Cube (1980)	Différences finies	Eur.	Propriétés du sol sont fonction du temps et de la profondeur. Tient compte du gel.

Tableau 1.2 Modèles numériques recensés par Ball et al. (suite)

Concepteurs	Technique	Pays	Commentaires
Atkinson (1978)	Éléments finis	Can.	Tient compte du niveau d'humidité en fonction de la profondeur, du gel, de la neige en surface. Température et humidité varient dans le temps selon une sinusoïde.
Whitacre (1972)	Éléments finis	U.S.	Prédécesseur du modèle de différences finies du même auteur mentionné précédemment.
Nievergeld (1979)	Éléments finis	Eur.	Propriétés du sol constantes.
Schlosser (1978)	Éléments finis	Eur.	Similaire au modèle unidimensionnel du même auteur mentionné précédemment. Simule plusieurs capteurs. Tient compte du gel.
Geeraert & al.(1979, 1980)	Éléments finis	Eur.	Tient compte du gel. Comparé à des mesures expérimentales.
Tridimensionnels			
Metz & al. (1979, 1981)	Différences finies	U.S.	Modèle bidimensionnel qui peut offrir des résultats tridimensionnels en segmentant les espaces au-dessus et en dessous du plan de l'échangeur.
Landes & Haslbeck (1979)	Différences finies	All. Ouest	Utilise un concept de plaques pour l'échangeur vertical.

1.2.3.2 Modèle DST

Hellström (1991) propose de scinder la conduction de chaleur à l'extérieur des forages en deux parties superposées : une composante locale et une composante globale.

La composante globale calcule le transfert de chaleur à grande échelle dans le champ de capteurs et le voisinage. Elle est modélisée à l'aide d'un modèle numérique bidimensionnel selon les axes radial et longitudinal (r, z). Un seul modèle bidimensionnel d'un capteur est utilisé. Les températures dans le champ complet sont obtenues par superposition spatiale (annexe A).

La composante locale s'occupe du transfert de chaleur entre le fluide et le champ de capteurs. Elle est utilisée pour évaluer les effets à court terme. Elle est constituée d'un simple modèle numérique unidimensionnel dans l'axe radial (r) pour le transfert de chaleur à l'extérieur du forage et d'un modèle analytique en mode permanent pour le transfert de chaleur dans le forage. En fait, le forage est modélisé par une résistance thermique entre le fluide et la paroi du forage.

Les modèles numériques sont des différences finis selon un schéma explicite. Le modèle doit donc être utilisé pour simuler des pas de temps assez courts pour assurer la stabilité.

Le modèle permet de tenir compte de plusieurs couches de sol dans l'axe longitudinal. Par exemple, il est possible de tenir compte de la présence de neige à la surface du sol. Son principal inconvénient est le fait qu'il ait été développé pour le stockage de chaleur. Il suppose donc une répartition compacte des capteurs dans le champ. L'utilisateur fournit le nombre de capteurs ainsi que le volume de stockage et l'algorithme se charge de répartir les capteurs dans un champ cylindrique. Il ne peut donc pas modéliser les champs étalés sur la longueur tels que les 1×10 , 2×10 etc. souvent utilisés pour diffuser la chaleur.

L'algorithme DST a été implanté dans TRNSYS. Il est très utilisé et a été vérifié à plusieurs occasions (Thornton et al. 1997, Schonder et al. 1999, Lemire 1999...) si bien qu'il sert souvent de référence pour valider d'autres méthodes de calcul.

1.2.3.3 Modèle de Lund

Lund (1984) reprend la méthode de Hellström consistant à diviser la conduction de chaleur en une composante locale et une composante globale. La composante globale est simulée par un modèle numérique tridimensionnel cartésien (x,y,z) . Ce modèle tient compte de la conduction et d'un écoulement convectif d'eau dans le sol poreux. La composante locale est obtenue à partir d'une relation analytique.

Ce modèle est plus complet que la plupart des modèles habituellement utilisés pour les simulations. La composante globale est modélisée numériquement par différences finies et utilise un schémas explicite ce qui entraîne plusieurs restrictions au niveau des pas de temps et de la densité du maillage utilisés pour obtenir une solution stable. Vu ces restrictions, les temps de simulation sont généralement plutôt longs.

1.2.3.4 Modèle de Eskilson

Eskilson (1987) utilise un modèle par différences finies bidimensionnel dans les axes radial-longitudinal (r, z) . Il effectue plusieurs simulations en variant le ratio diamètre de forage (d) sur profondeur (H) et obtient la réponse en température à la paroi d'un forage lorsqu'une impulsion thermique est appliquée. Il utilise ensuite la superposition spatiale (annexe A) pour obtenir la réponse de champs de capteurs complets à ces mêmes impulsions en fonction de la configuration de ces champs, c'est à dire de la disposition des forages et de la distance entre ceux-ci.

Après avoir transformé ses résultats pour obtenir des formes adimensionnelles, il obtient ce qu'il appelle les fonctions g qui prédisent l'augmentation de la température à la paroi des forages pour une impulsion de chaleur donnée. Ces fonctions g sont données pour

différentes dispositions de capteurs dans le champ, différents rapports L/H (où L est la distance entre les forages) et différents rapports d/H .

Pour chaque simulation, le modèle utilise les fonctions g précalculées pour la configuration correspondante ou une configuration semblable. En utilisant la superposition temporelle des fonctions g obtenues pour chacune des impulsions de chaleur, il est possible de déterminer la température à la paroi des forages en tout temps. La température du fluide est obtenue en remplaçant le forage par une résistance thermique et en y supposant un transfert de chaleur en régime permanent.

Le modèle numérique utilisé néglige la capacité thermique des éléments qui se trouvent dans le forage. Il est donc peu efficace pour les simulations utilisant de courts pas de temps. D'ailleurs, selon Eskilson, le modèle n'est valide que pour des pas de temps plus grands que $5r^2/\alpha_s$ (où r est le rayon du forage) ce qui donne en pratique des pas de temps de l'ordre de 3 à 6 heures. De plus, le fait que les fonctions g proviennent d'une banque de données comporte plusieurs inconvénients lorsque le cas simulé ne correspond pas aux cas contenus dans cette banque.

1.2.3.5 Modèle de Yavuzturk

Yavuzturk (1999) propose un modèle numérique complexe d'un capteur pour obtenir des fonctions g pour de courts pas de temps et ainsi compléter le modèle de Eskilson (1988). Son modèle bidimensionnel selon les axes radial et tangential (r , θ) modélise deux tubes présents dans un forage par des pointes de tarte, c'est à dire par des zones délimitées par deux arcs de cercle à r constant et deux droites suivant r à θ constant. Le fait que le modèle ne comporte pas de composante longitudinale (z) et qu'il ne calcule pas l'interférence thermique entre les capteurs a peu d'influence car il est utilisé pour simuler de courtes impulsions.

La discretisation se fait par volumes finis et un mailleur paramétrique permet de simuler plusieurs cas. Pour les simulations, il est supposé que 60% de la chaleur est échangée dans la branche d'entrée (descendante) du passage en U et 40 % dans la branche de sortie (ascendante).

Ce modèle comble donc les lacunes du modèle de Eskilson pour les simulations utilisant de courts pas de temps. Yavuzturk s'en sert pour compléter les tables des fonctions g . Par contre, l'utilisation de valeurs tablées limite toujours l'utilisation de ce modèle pour des configurations non conformes.

La méthode a été validée (Yavuzturk et al. 2001) à l'aide de données d'un système géothermique d'une école.

1.2.3.6 Modèle de Rottmayer et al.

Rottmayer et al. (1997) proposent un modèle bidimensionnel par différences finies utilisant un schéma explicite pour représenter un capteur. Ce modèle, utilisant un maillage polaire et représentant les tuyaux dans le forage par des pointes de tarte, est semblable à celui utilisé par Yavuzturk (1999).

L'utilisation de modèles de ce type à chaque tranche de 10 pieds de profondeur et le couplage de ceux-ci à un modèle qui évalue la distribution de température du fluide dans les tuyaux permet un calcul quasi-tridimensionnel. La température du fluide à chaque tranche est calculée en fonction de son débit, de sa masse thermique et de la chaleur échangée.

Une comparaison à des relations analytiques en régime permanent révèle que le modèle sous-estime le transfert thermique d'environ 5%. Un facteur de correction est ajouté au modèle pour compenser.

1.3 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Les méthodes utilisées pour dimensionner l'échangeur de chaleur peuvent être classées en deux catégories : les méthodes directes et celles nécessitant des simulations annuelles. Les méthodes directes ont l'avantage d'être rapide alors que les méthodes utilisant des simulations sont généralement plus précises.

En effet, lorsqu'une simulation est effectuée, il est possible d'évaluer la température du fluide, et donc le COP des pompes à chaleur. Connaissant le COP à chaque pas de temps, il est facile de déterminer précisément la chaleur rejetée/puisée dans le sol. Les méthodes directes utilisent un COP moyen. L'utilisation de simulations pour déterminer la longueur requise de l'échangeur est par contre longue et coûteuse en ressources informatiques.

Il n'est pas prétendu que la présente revue est exhaustive. En fait, le but n'est que d'expliquer les principales méthodes, identifier quelques principaux outils et justifier la partie du travail présenté dans ce mémoire qui est reliée au dimensionnement.

1.3.1 Quelques outils et méthodes de dimensionnement

Certains outils de dimensionnement souvent utilisés sont :

- GLHEPRO (Spitler 2000) utilise la méthode de Eskilson pour les longues impulsions et la source linéique pour les courtes pour effectuer des simulations sur une période indiquée par l'utilisateur: la longueur est ajustée jusqu'à ce que les critères de conception (températures du fluide etc) fixés par l'utilisateur soient rencontrés;
- La méthode de l'IGSHPA est basée sur les équations développées par Bose (1985) et sur des bilans énergétiques mensuels faits à partir de données bins;

- La méthode de la NWWA utilise les équations de Hart et Couvillion jumelées à des bilans énergétiques basés sur des degrés jours;
- Le logiciel GSHP 2000, développé par Caneta Research Corp utilise également la méthode de Hart et Couvillion.

Schonder et al. (1999) comparent 6 programmes utilisés pour le dimensionnement. Les programmes sont comparés à un dimensionnement effectué à l'aide de l'algorithme DST sur TRNSYS. Les 6 programmes procurent des variations inférieurs à 7% par rapport à l'algorithme de référence (DST). On peut donc dire qu'ils sont généralement en accord.

Dans leur ouvrage de référence, Kavanaugh et Rafferty (1997) proposent la relation 1.21 pour évaluer la longueur totale du forage. Cette relation est utilisée dans l'outil de dimensionnement développé par Kavanaugh.

$$L = \frac{q_a R_{ga} + (q_l - W_c)(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} - t_p} \quad (1.21)$$

où :

F_{sc} = facteur pour tenir compte du court-circuit thermique entre les deux embranchements d'un tuyau en U

L = longueur totale de forage (m)

PLF_m = facteur de charge partielle pour le mois utilisé pour le design

q_a = transfert de chaleur vers le sol annuel moyen (W)

q_l = charge de design du bâtiment (W)

R_{ga} = résistance thermique du sol à une impulsion annuelle (m°C/W)

R_{gd} = résistance thermique du sol à une impulsion journalière (m°C/W)

R_{gm} = résistance thermique du sol à une impulsion mensuelle (m°C/W)

R_b = résistance thermique du forage (m°C/W)

t_g = température du sol non perturbé (°C)

t_p = pénalité de température due à l'interférence entre capteurs (°C)

t_{wi} = température du fluide à l'entrée des PACs (°C)

t_{wo} = température du fluide à la sortie des PACs (°C)

W = puissance requise aux charges de design (W)

Certains des paramètres de cette relation étant plutôt difficiles à évaluer, Bernier (2000) propose la relation suivante qui est intégrée à ses propres outils de dimensionnement:

$$L = \frac{q_h R_b + q_y R_{10y} + q_m R_{1m} + q_h R_{6h}}{t_g + t_p - \frac{t_{in,ground} + t_{out,ground}}{2}} \quad (1.22)$$

où :

L = longueur totale de forage (m)

q_h = transfert de chaleur vers le sol horaire maximal (W)

q_m = transfert de chaleur vers le sol mensuel maximal (W)

q_y = transfert de chaleur vers le sol annuel moyen (W)

R_{10y} = résistance thermique du sol à une impulsion de 10 ans (m°C/W)

R_{1m} = résistance thermique du sol à une impulsion de 1 mois (m°C/W)

R_{6h} = résistance thermique du sol à une impulsion de 6 heures (m°C/W)

R_b = résistance thermique du forage (m°C/W)

t_g = température du sol non perturbé (°C)

t_p = pénalité de température due à l'interférence entre capteurs (°C)

$t_{in,ground}$ = température du fluide à l'entrée du sol (°C)

$t_{out,ground}$ = température du fluide à la sortie du sol (°C)

Pour ces deux dernières relations, les différentes résistances thermiques dans le sol aux impulsions de différentes durées sont évaluées à l'aide de la méthode de la source cylindrique.

1.3.2 Travail présenté dans le présent document touchant le dimensionnement

Les relations 1.21 et 1.22 calculent t_p , la pénalité de température due à l'interférence thermique entre les capteurs, en utilisant la méthode décrite à la section 1.2.2.6. Puisque cette méthode est appuyée sur des bases incertaines et qu'elle procure des résultats douteux, une nouvelle méthode d'évaluation de t_p est développée dans le cadre du présent travail et intégrée aux outils du professeur Bernier développés dans l'interface de résolution d'équations EES (Klein, 2002) . Cette méthode et son implémentation sont décrites aux chapitres 3 et 6.

CHAPITRE 2

TRANSFERT DE CHALEUR LOCAL AUTOUR D'UN FORAGE

Le transfert de chaleur d'un forage vers le sol est représenté à la figure 2.1. Selon ce modèle, le fluide échange de la chaleur avec la paroi du forage à un taux Q . Ce transfert de chaleur dans le forage, discuté au chapitre 4, est déterminé par la différence de température entre la paroi du forage et le fluide ($T_m - T_f$) et la résistance thermique (R_b) entre le fluide et la paroi. Il est évalué par la relation suivante:

$$T_f = T_m - \frac{Q \times R_b}{L} \quad (2.1)$$

où: Q = chaleur puisée dans le sol (charge thermique au sol) (W)

L = longueur totale de forage (m)

Tel que mentionné par Hellström (1991), le transfert de chaleur à l'extérieur du forage peut être divisé en deux composantes : une composante locale (q_{loc}) et une composante globale (q_{glob}). La composante globale tient compte du transfert dans tout le champ et donc, de l'interaction entre les capteurs. Sa modélisation permet de déterminer T_p , la pénalité de température due à l'interférence thermique entre capteurs. Elle est l'objet du chapitre 3.

La composante locale modélise le transfert de chaleur dû à la présence d'un seul capteur. Elle permet d'obtenir la montée/baisse de température (dT_{loc}) à la paroi du forage due à la chaleur rejetée/puisée dans le sol. La superposition spatiale des composantes locale et globale permet d'obtenir T_m , la température à la paroi du forage, à l'aide de la relation :

$$T_m = T_0 + T_p + dT_{loc} \quad (2.2)$$

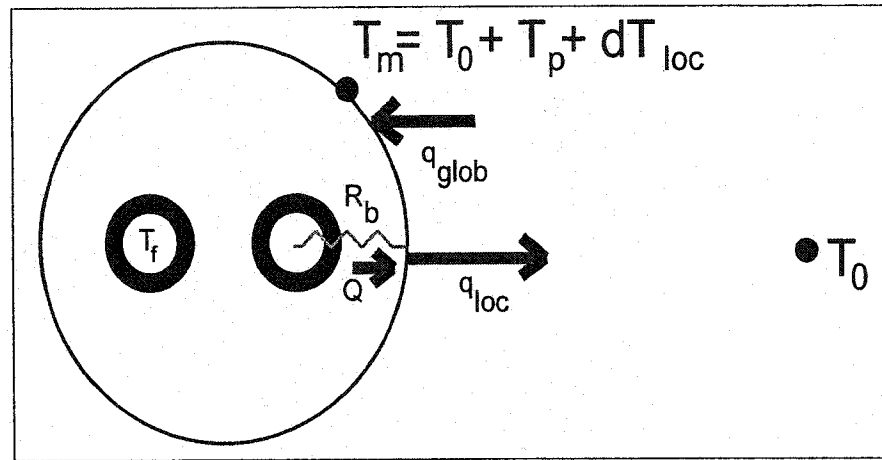


Figure 2.1 Transfert de chaleur dans un capteur

Puisque l'interaction entre capteurs est un phénomène plutôt lent, un modèle du transfert de chaleur local est suffisant pour évaluer le comportement à court terme d'un capteur. De plus, le calcul de la composante globale demande beaucoup de temps et de ressources informatiques ce qui justifie l'utilisation d'un modèle plus simple et rapide pour modéliser les résultats à court terme. On économise ainsi considérablement de temps lors des longues simulations sans pénalité notable au niveau de la précision. Cette affirmation peut être vérifiée en observant les résultats de la section 7.2.2 qui montrent que le fait de ne calculer la composante globale qu'à toutes les deux semaines de simulation procure des résultats très satisfaisants.

Cette section discute le transfert de chaleur local dans la région d'un capteur. La technique utilisée, la source de chaleur cylindrique, a déjà été abordée au chapitre 1. Ce texte discute un peu plus en détails son utilisation et son application dans le contexte de simulations transitoires et d'un champ de capteurs complet.

2.1 Méthode de la source de chaleur cylindrique

Tel que mentionné à la section 1.2.2.2, Ingersoll et al (1950, 1954) proposent l'utilisation d'une relation développée par Carslaw et Jaeger (1947) pour un long tuyau qui échange de la chaleur à un taux constant. Cette relation utilise la fonction G, solution analytique du problème d'une source cylindrique située dans un milieu homogène. La température après un certain temps est donnée par :

$$dT_{loc} = T - T_0 = -\frac{Q}{k_s L} G(F_0, p) \quad (2.3)$$

$$\text{où : } p = \frac{r}{r_0} \quad (2.4)$$

$$G(F_0, p) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-\beta^2 F_0} - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} [J_0(p\beta)Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_0(p\beta)] \frac{1}{\beta^2} d\beta \quad (2.5)$$

J_0, J_1, Y_0 et Y_1 sont les fonctions de Bessel d'ordre 0 et 1

$$F_0 = \frac{\alpha_s t}{r_0^2} \text{ est le nombre de Fourier à la paroi du forage} \quad (2.6)$$

T = température du sol à une distance r du centre du forage au temps t (°C)

T_0 = température initiale du sol (°C)

r = distance à partir du centre du forage (m)

r_0 = rayon du forage (m)

k_s = conductivité thermique du sol (W/m°C)

α_s = diffusivité thermique du sol (m²/hr)

t = temps depuis le début du rejet/puisage de chaleur (hr)

Cette relation est plus difficile à évaluer que la source de chaleur linéique mais est valide pour les applications où le diamètre est suffisamment grand ou le temps suffisamment petit pour que la méthode de la source linéique entraîne une erreur appréciable, c'est à dire lorsque le nombre de Fourier à la paroi du forage (F_0) est inférieur à 20.

2.2 Évaluation de la fonction G

Ingersoll et al. fournissent des valeurs de la fonction G sous forme de table (Annexe C) pour P variant de 1 à 10 et F_0 variant de 0.1 à 25000. Kavanaugh et Rafferty (1997) les produisent sous forme graphique pour $p=1$. Les résultats pour $p=1$ sont très importants car ils permettent d'évaluer la température à la paroi du capteur et donc dT_{loc} .

Puisque Ingersoll et ses associés disposaient de ressources de calcul limitées, leurs évaluations de la fonction G comportent certaines imprécisions. Plusieurs chercheurs, dont Cooper (1976) et Bernier (2001, 2002), ont calculé plus précisément les fonctions G et proposé des relations pour les évaluer. Plusieurs tables et relations développées sont fournies et comparées à l'annexe C du présent document.

Les relations 2.7 et 2.8, développées par Cooper (1976) pour $p=1$, procurent une remarquable précision de $\pm 0.05\%$ selon Bernier (2002). Elles sont donc utilisées pour les présents travaux.

pour $F_0 \leq 6.124633$

$$G(F_0,1) = \frac{\sqrt{F_0}}{2\pi} \left[C_a + C_0 F_0^{\frac{1}{2}} + C_1 F_0 + C_2 F_0^{\frac{3}{2}} + C_3 F_0^2 + C_4 F_0^{\frac{5}{2}} + C_5 F_0^3 \right] \quad (2.7)$$

pour $F_0 > 6.124633$

$$G(F_0,1) = \frac{[2z(8F_0\{1+2F_0\}-1-3z)+16F_0+\pi^2+3]}{128\pi F_0^2} \quad (2.8)$$

$$\text{où : } z = \ln \left[\frac{4F_0}{e^\gamma} \right] \quad (2.9)$$

γ est la constante d'Euler : 0.57721...

$$[c_a..c_5] = [1.128379, -0.5, 0.2756227, -0.1499385, 0.0617932, -0.01508767, 0.001566857]$$

2.3 Superposition temporelle

Pour une simulation où la charge thermique varie dans le temps, celle-ci est divisée en impulsions d'une durée égale au pas de temps utilisé. L'intensité de chacune de ces impulsions est égale à la charge thermique moyenne sur la période couverte par l'impulsion. Ainsi, pour une simulation horaire, la charge thermique est divisée en impulsions d'une heure. L'intensité de chaque impulsion horaire est égale à la charge thermique moyenne sur l'heure concernée.

L'effet d'une impulsion thermique ne dépend pas seulement de son intensité et de sa durée mais aussi du temps écoulé depuis qu'elle s'est déroulée. Il faut donc tenir compte de ce temps dans le calcul de l'influence de chaque impulsion et recalculer l'influence d'une impulsion à chaque pas de temps. Ainsi, pour une charge divisée en N impulsions telle que montré à la figure 2.2 A, on suppose que chaque impulsion est appliquée pendant un temps t_i et que l'inverse (négatif) de cette impulsion est appliquée pendant une période t_{i+1} . On obtient donc la température à la paroi du forage ($p=1$) au temps N , T_N :

$$T_N = T_0 - \frac{1}{k_s L} \sum_{i=1}^N Q_i \left[G(F_0(t_i), 1) - G(F_0(t_{i+1}), 1) \right] \quad (2.10)$$

où : t_i est le temps écoulé depuis le début de l'impulsion i et $G(F_0(t_{N+1}), 1) = 0$

Une autre façon d'exprimer la superposition temporelle est montrée à la figure 2.2 B. L'impulsion Q_1 est supposée être active pendant toute la simulation. Au moment où l'impulsion Q_2 devient active, on superpose une autre impulsion, $Q_2' = Q_2 - Q_1$, à Q_1 pour que la somme des impulsions soit égale à Q_2 . En répétant cette procédure pour toutes les impulsions, on obtient :

$$T_N = T_0 - \frac{1}{k_s L} \sum_{i=1}^N (Q'_i - Q'_{i-1}) G(F_0(t_i), 1) \quad (2.11)$$

où : Q'_i est l'impulsion superposée au temps i (W) et $Q'_0=0$

Le lecteur peut aisément vérifier que les relations 2.10 et 2.11 sont équivalentes en les développant et en les comparant.

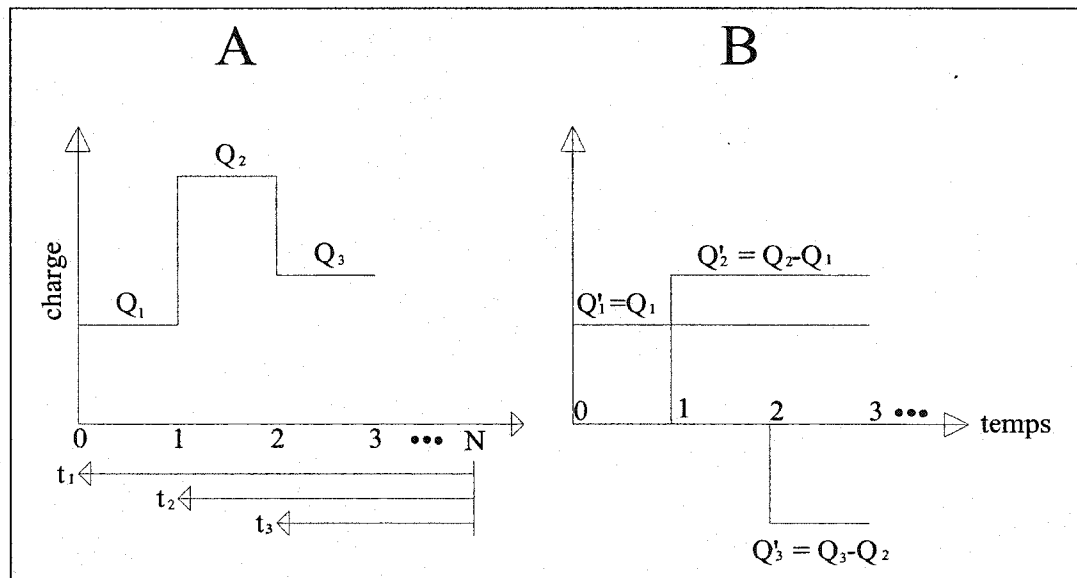


Figure 2.2 Charge thermique en fonction temps A) Exprimée directement B) Superposée dans le temps

Par exemple, on calcule la température de la paroi d'un tuyau de 5 cm de rayon. Le tuyau et le sol sont initialement à 20°C. La conductivité thermique du sol est 1.5 W/m°C et sa diffusivité thermique est 0.06 m²/jour. On suppose que le tuyau puise en moyenne 5 W/m pendant 10 jours puis rejette en moyenne 10 W/m pendant 30 jours.

On obtient à l'aide de la relation 2.10:

$$T_2 = T_0 - \frac{1}{k_s} \left\{ \frac{Q_1}{L} [G(F_0(t_1), 1) - G(F_0(t_2), 1)] + \frac{Q_2}{L} [G(F_0(t_2), 1)] \right\}$$

$$\text{où } t_1 = 40 \text{ jours, } t_2 = 30 \text{ jours, } \frac{Q_1}{L} = 5 \text{ W/m et } \frac{Q_2}{L} = -10 \text{ W/m}$$

On obtient à l'aide de la relation 2.6 :

$$F_0(t_1) = 960$$

$$F_0(t_2) = 720$$

Et à l'aide de la relation 2.8 :

$$G(F_0(t_1), 1) = 0.6112$$

$$G(F_0(t_2), 1) = 0.5884$$

$$\text{Et donc } T_2 = 20 - [5 \times (0.6112 - 0.5884) - 10 \times 0.5884] / 1.5 = \underline{23.85^\circ\text{C}}$$

2.4 Validation

Les résultats de plusieurs simulations pour un seul capteur sont présentés au chapitre 7 (section 7.1) et comparés aux résultats de simulations utilisant l'algorithme DST sur TRNSYS. Puisque ces simulations sont pour un seul capteur, aucune interférence thermique entre capteurs n'intervient et la solution obtenue utilise seulement la méthode de la source de chaleur cylindrique. Les résultats obtenus étant en bon accord avec ceux obtenus à l'aide de l'algorithme DST et celui-ci étant considéré comme une référence pour la simulation de systèmes géothermiques, on peut dire que la méthode de la source cylindrique procure des résultats valides.

2.5 Modèle complet

On tire des relations 2.1, 2.2 et 2.3 la température moyenne du fluide pour une seule impulsion :

$$T_f = T_0 + T_p - \frac{Q \times R_b}{L} - \frac{Q}{L \times k_s} G(F_0, 1) \quad (2.12)$$

Et en appliquant le principe de superposition temporelle (relation 2.10) pour N impulsions, on obtient après ces N impulsions :

$$T_{f,N} = T_0 + T_{p,N} - \frac{Q_N \times R_b}{L} - \frac{1}{L \times k_s} \sum_{i=1}^N Q_i [G(F_0(t_i), 1) - G(F_0(t_{i+1}), 1)] \quad (2.13)$$

Pour une situation donnée, la géométrie des capteurs (L) et les propriétés du sol (k_s , α_s) sont connues. Les conditions initiales (T_0) et l'historique des charges thermiques (Q_1, Q_N) sont également connus. Les seules valeurs inconnues dans la relation 2.13 sont donc $T_{p,N}$, la pénalité de température due à l'interférence thermique entre capteurs, dont le calcul est le sujet du chapitre 3 et R_b , la résistance thermique entre le fluide et la paroi du forage, qui est discutée au chapitre 4.

2.6 Température du fluide à l'entrée et la sortie du champ de capteurs.

Puisqu'on ne connaît pas les dimensions exactes de la boucle de circulation du fluide, son inertie thermique est négligée. Les autres modèles recensés au chapitre 1 n'en tiennent pas compte également. Il serait plutôt difficile d'en tenir compte vu que le fluide effectue parfois plusieurs passages dans la boucle thermique pendant un pas de temps simulé : par exemple, pour des conditions typiques le fluide reste entre 5 et 10 minutes pour un passage dans une boucle en U alors que le pas de temps utilisé avec le modèle présenté ici est d'une heure.

Par contre, des calculs préliminaires montrent que la quantité d'énergie absorbée/relâchée par le fluide lorsque sa température augmente/diminue n'est pas vraiment négligeable. Par exemple, un tuyaux de 200 m de longueur par 2 cm de diamètre, représentatif d'un passage en U dans un forage de 100 m, contient environ 60 l de fluide. En supposant une masse volumique de 1000 Kg/m^3 et une chaleur spécifique de $4 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$, il faut 240 kJ pour augmenter la température du fluide de 1°C . Il faudrait donc fournir ou extraire environ 67 W pendant une heure pour modifier la température du fluide présent dans un passage en U de 1°C et encore plus pour faire varier la température de la boucle complète. Or, les résultats de simulations démontrent que 67 W n'est pas une quantité négligeable par rapport à la charge thermique pour un capteur et des différences de plus de 1°C entre les températures du fluide à deux pas de temps consécutifs sont parfois observées. Il faudra donc éventuellement effectuer des travaux sur ce sujet et améliorer le modèle.

Dans ces conditions (inertie de la boucle négligeable), la différence de température du fluide entre l'entrée et la sortie ne dépend que de la charge thermique, du débit et de l'inertie thermique du fluide. On obtient à l'aide d'un bilan d'énergie sur le fluide entre l'entrée et la sortie:

$$T_{f,in,N} = T_{f,N} - \frac{Q_N}{2\dot{m}Cp_f} \quad (2.14)$$

$$T_{f,out,N} = T_{f,N} + \frac{Q_N}{2\dot{m}Cp_f} \quad (2.15)$$

où :

$T_{f,in,N}$ = température du fluide à l'entrée du champ de capteurs au temps N (°C)

$T_{f,out,N}$ = température du fluide à la sortie du champ de capteurs au temps N (°C)

\dot{m} = débit massique de fluide dans le champ de capteurs (kg/s)

Q_N = charge thermique au sol au temps N (W)

Cp_f = chaleur spécifique du fluide (J/Kg°C)

CHAPITRE 3

ÉVALUATION NUMÉRIQUE DES TEMPÉRATURES DANS LE SOL

Le modèle proposé est un modèle hybride qui utilise une solution numérique pour évaluer le profil de température dans le champ de capteurs et une solution analytique, la source de chaleur cylindrique (chapitre 2), pour déterminer la distribution de température près d'un forage. La solution numérique permet de déterminer T_p , la pénalité de température à la paroi des forages due à l'interférence thermique entre les capteurs, et T_s , la température moyenne du sol dans la région du champ de capteurs. Cette solution numérique est décrite dans la présente section.

3.1 Résumé et justifications

Les températures dans le champ sont obtenues numériquement par la méthode des volumes finis (Patankar, 1980) sur un domaine bidimensionnel (voir figure 3.1) ne prenant pas en compte la profondeur (axe vertical). Il est démontré à la section 7.2 que, pour un cas très sévère probablement jamais rencontré en pratique, le transfert de chaleur dans l'axe de la profondeur a une influence assez petite même après 10 ans. Vu les autres hypothèses posées, entre autre le fait que l'écoulement d'eau sous-terrain n'est pas considéré, il serait étonnant que les résultats procurés par le modèle soient en concordance avec la réalité après une si longue période que 10 ans. On peut donc affirmer que le fait que ce modèle soit bidimensionnel ne devrait pas entraîner une grande pénalité sur la précision des résultats. Les simplifications posées font en sorte qu'un modèle tridimensionnel calculerait également des résultats irréalistes pour des périodes suffisamment longues pour que les effets tridimensionnels aient une certaine influence.

T_p , l'influence des autres capteurs sur la température à la paroi d'un forage, est évaluée en calculant la température moyenne des parois des forages pour le champ complet et pour un seul capteur et en soustrayant le second résultat du premier.

La plupart des logiciels de simulation existant (Hellström 1991, Eskilson 1987,...) utilisent des modèles bidimensionnels dans les axes du rayon et de la profondeur d'un capteur pour évaluer la distribution de température locale d'un forage et le principe de superposition spatiale pour tenir compte de l'interférence entre capteurs. La raison pour laquelle un modèle bidimensionnel en X et Y dans le plan du champ de capteurs est développé ici est qu'un tel modèle peut facilement être étendu à trois dimensions et être modifié pour tenir compte de divers phénomènes, tels que le gel et la migration d'eau, qui font en sorte que les propriétés du sol varient en fonction de la position. Il n'existe pas de moyens simples pour tenir compte de propriétés qui varient dans l'espace en utilisant le principe de superposition spatiale.

Puisque les températures dans le sol évoluent lentement et que leur calcul requiert passablement de temps et de ressources informatiques, elles sont calculées seulement à toutes les deux semaines de simulation (336 heures) : la suffisance d'un seul calcul à toute les 336 heures est démontrée au chapitre 7 (section 7.2.2).

3.2 Définition du problème

Le problème consiste à déterminer la température du champ de capteurs, T_s , suite à un rejet/puisage de chaleur et à évaluer l'augmentation de la température à la paroi (T_p) d'un forage qui est due à la chaleur rejetée/puisée par les autres capteurs.

La figure 3.1 montre schématiquement le domaine de calcul. Outre le champ de capteurs, on remarque la présence d'un « réservoir thermique » autour du champ. Le rejet/puisage d'énergie se fait par l'intermédiaire des capteurs. Ce phénomène augmente

(diminue) la température moyenne du champ et entraîne un échange de chaleur avec le réservoir thermique avoisinant. Le réservoir thermique est suffisamment grand pour qu'on considère que la température est constante à son périmètre.

3.2.1 Hypothèses

Les hypothèses suivantes sont utilisées pour simplifier ce problème.

- Le débit d'eau souterraine est négligeable.
- Le transfert de chaleur dans le sol est bidimensionnel (aucune variation selon la profondeur).
- Les propriétés du sol (k_s , α_s , ρ_s) sont constantes et uniformes. On ne tient pas compte de la migration de l'eau contenue dans le sol et du gel.
- la chaleur rejetée/puisée est répartie uniformément entre chaque capteur.

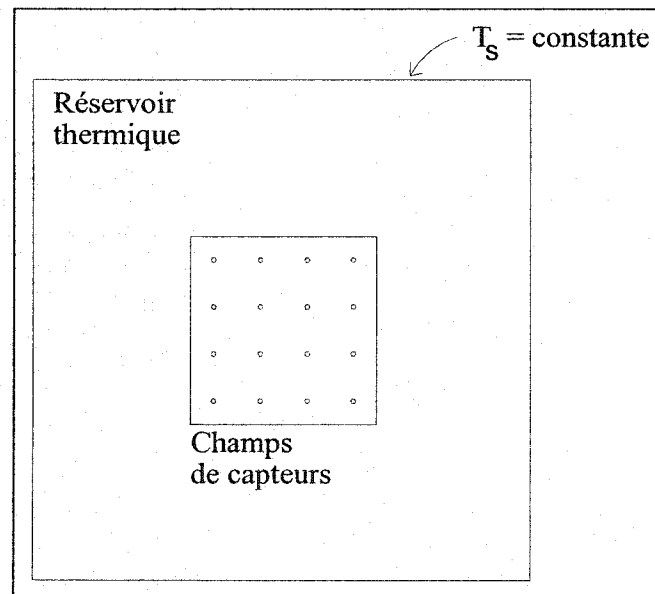


Figure 3.1 Domaine de calcul pour évaluer T_s et T_p

3.2.2 Équation gouvernante

En considérant ces hypothèses, l'équation gouvernante de la conduction de chaleur dans

le sol est :

$$\rho_s C p_s \frac{\partial T}{\partial t} = k_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + S \quad (3.1)$$

où

T	est la température (°C)
ρ_s	est la masse volumique du sol (kg/m ³)
$C p_s$	est la chaleur spécifique du sol (J/kg°C)
k_s	est la conductivité thermique du sol (W/m°C)
S	est un terme source pour tenir compte du rejet/puisage thermique (W/m ³)
x et y	sont les coordonnées cartésiennes (m)
t	est le temps (sec)

Les conditions de température initiale du sol dans tout le domaine de calcul sont:

Pour $t=0$, $T = T_{s,init}$ où $T_{s,init}$ est la température initiale du sol

Les conditions de température au périmètre du réservoir thermique sont:

Pour $t > 0$, $T = T_{s,NP}$ à la frontière où $T_{s,NP}$ est la température du sol non perturbé

3.3 Discretisation numérique

3.3.1 Maillage

La figure 3.2 présente un maillage typique pour le cas d'un champ comprenant deux capteurs dans chaque direction (2×2) pour un total de 4 capteurs.

Les forages sont modélisés par un élément central dont la surface est égale à celle occupée par le forage. On obtient donc pour cet élément : $\Delta x = \Delta y = \frac{\sqrt{\pi d}}{2}$ (3.2).

C'est sur celui-ci qu'est appliqué le terme source (puissance puisée ou rejetée).

Le fait que l'élément ait la même surface que le forage permet de modéliser correctement la densité de puissance. On pourrait plutôt faire en sorte que cet élément ait le même périmètre que le forage ce qui permettrait de modéliser correctement la surface d'échange entre le terme source et le sol avoisinant. Il est démontré à la fin de ce chapitre (section 3.8.3) que cela aurait peu d'influence sur les valeurs de T_p calculées et que le fait d'égaliser la densité de puissance, bien qu'il entraîne une erreur dans la modélisation de la surface d'échange, procure des résultats valides.

L'espace de chaque côté des forages (entre le forage et la mi-chemin avec ses voisins immédiats) est modélisé en utilisant '*ndcap*' éléments dans les quatre directions. Un biais est introduit dans ces groupes de '*ndcap*' éléments (biais = rapport de la longueur du plus grand élément par la longueur du plus petit). Ce biais est ajusté de manière à ce que l'élément le plus près du forage ait les mêmes dimensions que l'élément représentant ce forage. La dimension des éléments augmente de façon linéaire en s'éloignant du forage de manière à ce que les '*ndcap*' éléments occupent tout l'espace.

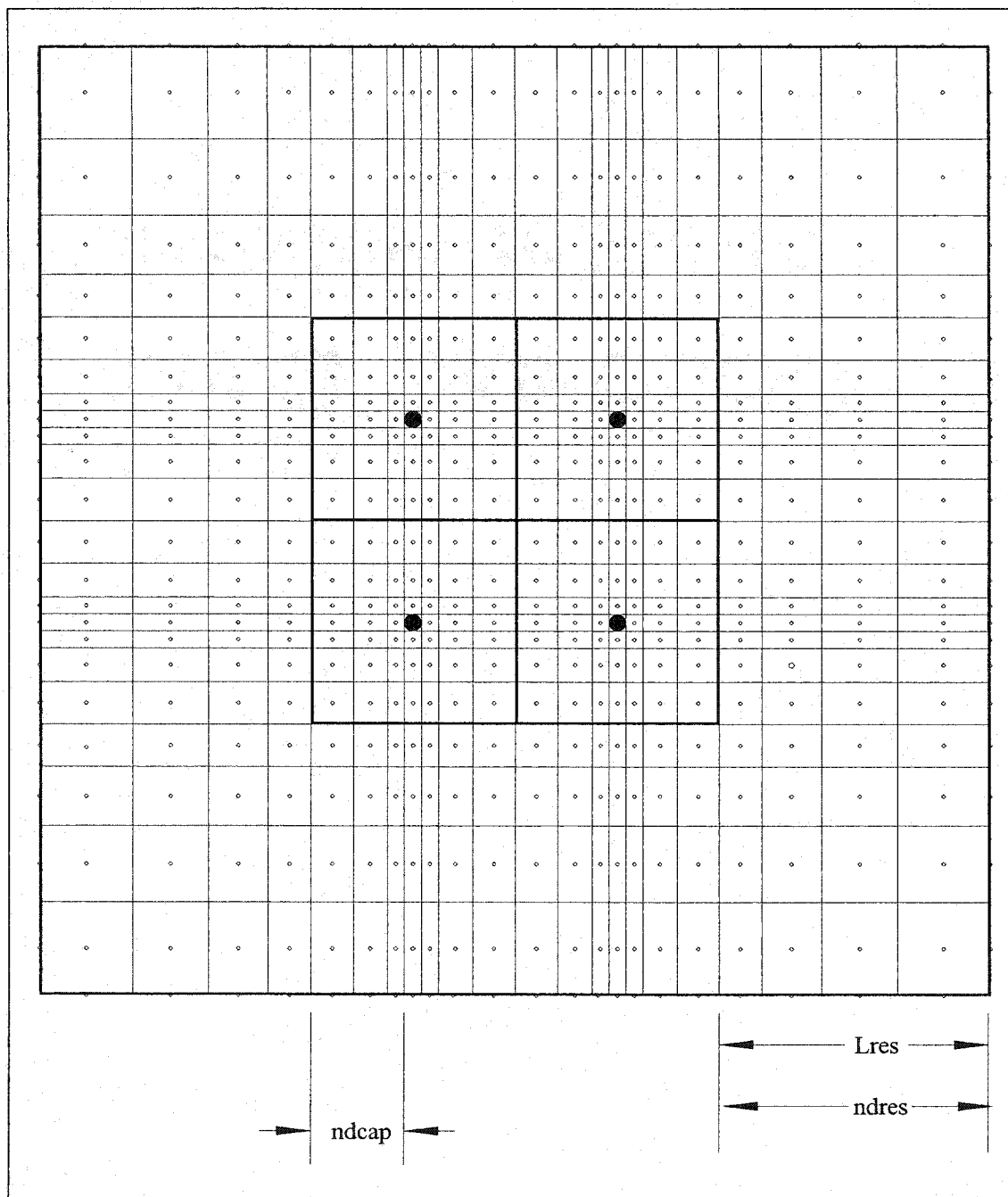


Figure 3.2 Maillage typique pour un champ de 2×2 capteurs

L'analyse de sensibilité face au maillage présentée à la section 3.7 démontre que l'utilisation de 5 éléments ($ndcap=5$) procure des résultats stables et précis sans surtaxer les capacités informatiques et ralentir exagérément les calculs. Le nombre d'éléments associés à chaque capteur est donc fixé à 11 dans chaque direction ($2*ndcap$ pour les cotés +1 pour le forage) pour un total de 121 éléments par capteur.

Le réservoir thermique (infini), est modélisé par des espacements de ' $Lres$ ' m dans les quatre directions qui sont maillés en utilisant ' $ndres$ ' éléments pour chacun. Un biais est également introduit dans cette partie du maillage. Ce biais est ajusté de manière à ce que l'élément dans cet espace près du champ de capteurs ait les mêmes dimensions que les éléments dans le champ près des réservoirs. La dimension des éléments est augmentée de façon linéaire en s'éloignant des capteurs de manière à occuper tout le réservoir avec le nombre d'éléments ($ndres$) défini pour cet espacement.

Les analyses de sensibilité mentionnées précédemment ont permis de déterminer que des valeurs de $Lres=500m$ et $ndres=20$ permettent d'obtenir des résultats stables et une solution rapide tout en s'assurant que ce domaine modélise bien un réservoir infini.

Les biais permettent d'éviter les problèmes de convergence que pourraient entraîner l'utilisation d'éléments voisins de dimensions trop différentes (i.e. rapports de formes trop élevés) tout en utilisant un maillage raisonnable (pas trop dense et lourd) dans les régions où ils sont utilisés ce qui permet un temps de calcul plus court et une utilisation plus efficiente de la mémoire de l'ordinateur.

Pour chacun des deux biais utilisés, si on suppose que la longueur de l'espace qu'on doit mailler est donné par L , le nombre d'éléments utilisés pour modéliser cet espace est nd et les dimensions minimale, maximale et moyenne des éléments sont donnés par $dmin$, $dmax$ et $dmoy$, on obtient :

$$Biais = \frac{d_{\max}}{d_{\min}} \quad (3.3)$$

$$d_{\text{moy}} = \frac{L}{nd} = \frac{d_{\min} + d_{\max}}{2} \quad (3.4)$$

et donc :
$$Biais = \frac{2L}{d_{\min} \times nd} - 1 \quad (3.5)$$

Dans le cas du biais dans la région des capteurs, on veut que le plus petit élément ait la même dimension que l'élément qui modélise le capteur, dimension donnée par la relation 3.2 : on peut donc ainsi calculer le biais et les dimensions des éléments à l'aide des relations 3.5 et 3.3 et d'interpolations entre d_{\min} et d_{\max} . Pour ce qui est des éléments situés dans les réservoirs thermiques, le plus petit élément a la dimension du plus grand élément de la région des capteurs et on peut donc aussi facilement déterminer le biais et les dimensions des éléments.

3.3.2 Équation d'un nœud

À l'aide de la nomenclature présentée à la figure 3.3, un bilan d'énergie sur un élément donne au centre de celui-ci (Patankar 1980):

$$A_p T_p = A_e T_e + A_w T_w + A_n T_n + A_s T_s + b \quad (3.6)$$

où

A_e est le coefficient de conduction à l'est = $k_s \Delta y / \delta x_e$ (W/m°C)

A_w est le coefficient de conduction à l'ouest = $k_s \Delta y / \delta x_w$ (W/m°C)

A_n est le coefficient de conduction au nord = $k_s \Delta x / \delta y_n$ (W/m°C)

A_s est le coefficient de conduction au sud = $k_s \Delta x / \delta y_s$ (W/m°C)

$b = S_c \Delta x \Delta y + A_p^o T_p^o$ (W/m)

A_p^o est le coefficient d'inertie thermique = $\rho_s C_p \Delta x \Delta y / \Delta t$ (W/m°C)

- S_c est la partie indépendante du terme source (-charge au sol) (W/m^3)
 $A_p = A_e + A_w + A_n + A_s + A_p^o - S_p \Delta x \Delta y$ ($\text{W/m}^\circ\text{C}$)
 S_p est la partie du terme source qui dépend de la température (0) ($\text{W/m}^3^\circ\text{C}$)
 T_e est la température du nœud voisin situé à l'est ($^\circ\text{C}$)
 T_w est la température du nœud voisin situé à l'ouest ($^\circ\text{C}$)
 T_n est la température du nœud voisin situé au nord ($^\circ\text{C}$)
 T_s est la température du nœud voisin situé au sud ($^\circ\text{C}$)
 T_p est la température du nœud étudié au temps actuel ($^\circ\text{C}$)
 T_p^o est la température du nœud étudié au temps précédent ($^\circ\text{C}$)
 $\Delta x, \Delta y$ sont les dimensions de la éléments en x et y (m)
 $\delta x, \delta y$ sont les distances séparant un nœud de son voisin en x et y (m)

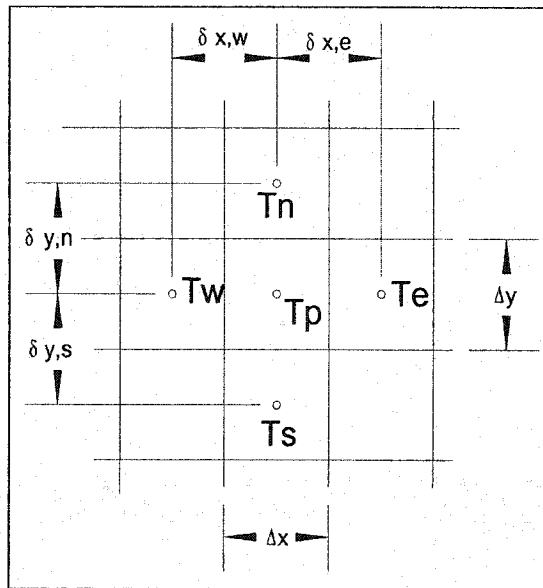


Figure 3.3 Nomenclature utilisée pour établir l'équation d'un élément

3.4 Résolution

En effectuant le bilan énergétique décrit à la section précédente sur chaque nœud du maillage, on obtient sous forme matricielle :

$$\begin{pmatrix} A_{p,1} & -A_{e,1} & 0 & \ddots & 0 & -A_{n,1} & 0 & \ddots & \ddots \\ -A_{w,2} & A_{p,2} & -A_{e,2} & 0 & \ddots & 0 & -A_{n,2} & 0 & \ddots \\ \ddots & -A_{w,3} & A_{p,3} & -A_{e,3} & 0 & \ddots & 0 & -A_{n,3} & 0 \\ \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots \\ \ddots & -A_{s,n-1} & 0 & \ddots & \ddots & 0 & -A_{w,n-1} & A_{p,n-1} & -A_{e,n-1} \\ \ddots & 0 & -A_{s,n} & 0 & \ddots & \ddots & 0 & -A_{w,n} & A_{p,n} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ \vdots \\ T_{n-1} \\ T_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ \vdots \\ b_{n-1} \\ b_n \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

Ce système pentadiagonal est résolu avec l'algorithme de Thomas pour les systèmes tridiagonaux (TDMA) (Numerical Recipes in Fortran 77, 1986) en effectuant successivement des balayages de solutions ouest-est dans les axes sud-nord (figure 3.4 a) et des balayages de solutions nord-sud dans les axes est-ouest (figure 3.4 b). Pour ce faire, il faut linéariser l'équation 3.2 pour la rendre tridiagonale ce qui est fait en incluant les termes de conduction dans la direction perpendiculaire aux solutions calculées dans le terme d'injection de chaleur. On obtient ainsi, en remaniant l'équation 3.6, pour les solutions est-ouest (figure 3.4 a):

$$A_p T_p = A_e T_e + A_w T_w + c \quad \text{où} \quad c = A_n T_n + A_s T_s + b \quad (3.8)$$

Et pour des solutions nord-sud (figure 3.4 b):

$$A_p T_p = A_n T_n + A_s T_s + c \quad \text{où} \quad c = A_e T_e + A_w T_w + b \quad (3.9)$$

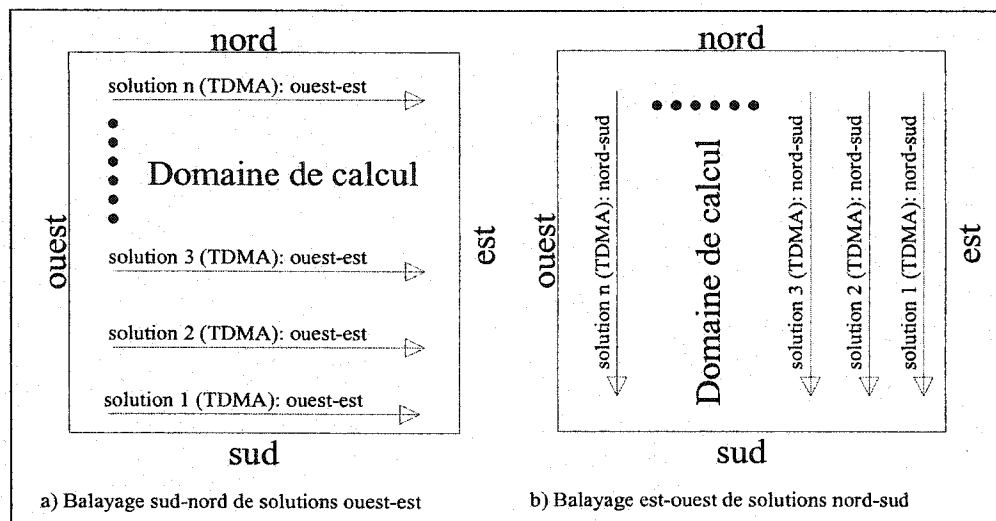


Figure 3.4 Balayages utilisés pour solutionner le problème numérique

Après chaque itération on évalue la différence de température par rapport à l'itération précédente pour chaque élément. La plus grande de ces différences sur tout le maillage est appelée le résidu. On considère que la convergence est atteinte lorsque ce résidu est inférieur à un critère de convergence prédéfini. Pour ce travail, un critère de $1 \cdot 10^{-4}$ s'est avéré suffisant lors des analyses de sensibilité et est donc utilisé.

Pour s'assurer qu'aucune erreur due au maillage n'est introduite, les résultats des balayages est-ouest sont comparés à ceux obtenus par les balayage nord-sud. Si le maillage est déficient (i.e. que des rapports de forme trop élevés sont rencontrés), le problème ne converge pas (résidu > critère de convergence) car les deux différents balayages ne donnent pas exactement la même solution. Les erreurs de convergence dues aux rapports de formes sont des erreurs d'arrondissement qui dépendent donc de la direction dans laquelle la solution est calculée. Pour plus d'informations sur le sujet, le lecteur est référé à des ouvrages plus spécialisés.

L'algorithme est développé dans un but d'implantation dans des logiciels commerciaux et un tel problème de convergence bloquerait le calcul ce qui serait indésirable. Pour

pallier à cette situation, on double le critère de convergence lorsque le programme fait plus de 10 itérations sur un même pas de temps ce qui facilite la convergence; on considère qu'il y a un problème de convergence si plus de 10 itérations sont nécessaires car le calcul converge généralement en deux ou trois itérations. Cette procédure (doubler le critère) est recommencée jusqu'à l'obtention de la convergence et un message d'avertissement est émis pour informer l'utilisateur de la présence du problème. Il est à noter que, le programme étant bien ajusté pour la plage de valeurs des paramètres habituellement rencontrés en géothermie, il est rare que cette procédure est utilisée. Son utilisation constitue une mesure d'urgence pour éviter le blocage du programme.

3.5 Détermination de la température moyenne dans le champ de capteurs

La température moyenne dans le champ de capteurs est obtenue en effectuant la moyenne thermodynamique des températures des éléments qui le composent, c'est à dire en effectuant une moyenne pondérée selon la masse thermique de chaque élément. On

obtient ainsi :

$$T_s = \frac{\sum_{j=1}^{ny} \sum_{i=1}^{nx} A_{p,j,i}^o T_{p,j,i}}{\sum_{j=1}^{ny} \sum_{i=1}^{nx} A_{p,j,i}^o} \quad (3.10)$$

où ny et nx représentent le nombre d'éléments dans les deux directions (x et y) dans la région du maillage modélisant le champ de capteurs.

3.6 Détermination de la pénalité de température

La pénalité de température est obtenue en soustrayant la température qu'on obtiendrait à la paroi du forage si le champ n'était composé que d'un seul capteur de la température moyenne obtenue à la paroi des forage dans le champ étudié.

$$T_p = T_m - T_{m,1cap} \quad (3.11)$$

La température à la paroi d'un forage est calculée par interpolation linéaire entre le forage et ses éléments voisins ce qui donne en utilisant la nomenclature de la figure 3.3 et en supposant que la maille p est celle représentant un forage (la maille centrale) :

$$T_{m,p} = \frac{1}{4} \left[\frac{T_w \Delta x + T_p \Delta x_w}{(\Delta x + \Delta x_w)} + \frac{T_e \Delta x + T_p \Delta x_e}{(\Delta x + \Delta x_e)} + \frac{T_s \Delta y + T_p \Delta y_s}{(\Delta y + \Delta y_s)} + \frac{T_n \Delta y + T_p \Delta y_n}{(\Delta y + \Delta y_n)} \right] \quad (3.12)$$

En effectuant la moyenne des $T_{m,p}$ pour tous les capteurs ($ncap$), on obtient T_m .

$$T_m = \frac{\sum_{p=1}^{ncap} T_{m,p}}{ncap} \quad (3.13)$$

En effectuant à nouveau les calculs, cette fois pour un seul capteur, on obtient $T_{m,1cap}$ et, à l'aide de la relation 3.11, T_p . Il est à noter que T_p peut être négatif (bâtiment où le mode chauffage domine) ou positif (bâtiment où le mode climatisation domine).

3.7 Analyse de stabilité

La plupart des paramètres sont ajustés à partir des résultats de 72 simulations présentés au tableau 3.1. Ces simulations ont pour but d'évaluer l'influence de chaque paramètre dans toutes les conditions généralement rencontrées en géothermie.

Les paramètres fixés sont :

- Distance utilisée pour représenter les réservoirs thermiques infinis ($L_{res}=500$ m)
- Conductivité thermique du sol ($k_s = 3.5$ W/m°C)
- Masse volumique du sol ($\rho_s = 2006$ kg/m³)
- Chaleur spécifique du sol ($Cp_s = 1000$ J/kg°C)
- Profondeur des forages ($H = 100$ m)
- Diamètre des forages ($d = 0.15$ m)
- Durée de la simulation ($t = 10$ ans)
- Pas de temps ($dt = 1$ jour)
- Disposition carrée de capteurs carrés (*longueur=largeur*) ($n_{\text{œuds}X}=n_{\text{œuds}Y}$)
- Température initiale ($T_{s,init}=10^\circ\text{C}$)

Il a été observé pendant les simulations que, lorsqu'il n'est pas nécessaire de relaxer (doubler) le critère de convergence, les calculs convergent toujours en 2 ou 3 itérations. De plus, on peut observer dans les résultats que lorsqu'une augmentation de la température possible dans un système réel (c'est à dire une augmentation inférieure à 50°C) est obtenue, on a rarement besoin d'effectuer cette relaxation du critère de convergence.

Tableau 3.1 Analyse de Stabilité

Charge (Q_a) (KW/capt eur)	Géométrie				T_m (°C)	T_s (°C)	Conver gence
	Réservoirs Thermiques	Capteurs					
		Nœuds ($ndres$)	$Long/Larg$ (m)	Nœuds ($ndcap$)			
0.5	20	4	3	5x5	16.39	15.73	5×10^{-5}
				10x10	20.92	20.27	5×10^{-5}
				20x20	24.60	23.96	5×10^{-5}
			5	5x5	16.30	15.66	5×10^{-5}
				10x10	20.83	20.20	5×10^{-5}
				20x20	24.51	23.88	5×10^{-5}
			7	5x5	16.29	15.63	5×10^{-5}
				10x10	20.81	20.16	5×10^{-5}
				20x20	24.49	23.85	5×10^{-5}
		8	3	5x5	13.73	12.81	5×10^{-5}
				10x10	14.63	13.71	5×10^{-5}
				20x20	15.15	14.24	5×10^{-5}
			5	5x5	13.48	12.69	5×10^{-5}
				10x10	14.38	13.60	5×10^{-5}
				20x20	14.90	14.12	5×10^{-5}
			7	5x5	13.44	12.66	5×10^{-5}
				10x10	14.34	13.57	5×10^{-5}
				20x20	14.86	14.09	5×10^{-5}

Tableau 3.1 Analyse de Stabilité (suite)

Charge (Q_a) (KW/capt eur)	Géométrie				T_m (°C)	T_s (°C)	Conver gence
	Réservoirs Thermiques	Capteurs					
		Nœuds ($ndres$)	$Long/Larg$ (m)	Nœuds ($ndcap$)			
0.5	50	4	3	5x5	16.30	15.64	5×10^{-5}
				10x10	20.83	20.19	5×10^{-5}
				20x20	24.55	23.91	5×10^{-5}
			5	5x5	16.21	15.57	2×10^{-4}
				10x10	20.74	20.11	2×10^{-4}
				20x20	24.46	23.83	2×10^{-4}
			7	5x5	16.19	15.53	1×10^{-4}
				10x10	20.72	20.07	1×10^{-4}
				20x20	24.43	23.79	1×10^{-4}
		8	3	5x5	13.71	12.79	5×10^{-5}
				10x10	14.62	13.70	5×10^{-5}
				20x20	15.14	14.23	5×10^{-5}
			5	5x5	13.46	12.67	1×10^{-4}
				10x10	14.37	13.59	1×10^{-4}
				20x20	14.89	14.12	1×10^{-4}
			7	5x5	13.42	12.64	1×10^{-4}
				10x10	14.33	13.55	1×10^{-4}
				20x20	14.85	14.08	1×10^{-4}

Tableau 3.1 Analyse de Stabilité (suite)

Charge (Q_a) (KW/capt eur)	Géométrie				T_m (°C)	T_s (°C)	Conver gence
	Réservoirs Thermiques	Capteurs					
		Nœuds ($ndres$)	$Long/Larg$ (m)	Nœuds ($ndcap$)			
7*	20	4	3	5x5	99.43	90.28	2×10^{-4}
				10x10	162.84	153.77	4×10^{-4}
				20x20	214.39	205.41	4×10^{-4}
			5	5x5	98.29	89.30	1×10^{-4}
				10x10	161.67	152.79	2×10^{-4}
				20x20	213.15	204.40	4×10^{-4}
			7	5x5	98.12	88.88	2×10^{-4}
				10x10	161.48	152.37	2×10^{-4}
				20x20	212.92	203.98	4×10^{-4}
		8	3	5x5	62.16	49.29	2×10^{-4}
				10x10	74.80	62.00	2×10^{-4}
				20x20	82.10	69.34	4×10^{-4}
			5	5x5	58.76	47.71	2×10^{-4}
				10x10	71.32	60.39	2×10^{-4}
				20x20	78.58	67.72	4×10^{-4}
			7	5x5	58.19	47.25	1×10^{-4}
				10x10	70.74	59.93	2×10^{-4}
				20x20	77.98	67.25	2×10^{-4}

Tableau 3.1 Analyse de Stabilité (suite)

Charge (Q_a) (KW/capt eur)	Géométrie				T_m (°C)	T_s (°C)	Conver gence
	Réservoirs Thermiques	Capteurs					
		Nœuds ($ndres$)	$Long/Larg$ (m)	Nœuds ($ndcap$)			
7*	50	4	3	5x5	98.16	89.00	2×10^{-4}
				10x10	161.70	152.62	4×10^{-4}
				20x20	213.70	204.71	8×10^{-4}
			5	5x5	96.94	87.94	2×10^{-4}
				10x10	160.45	151.57	2×10^{-4}
				20x20	212.41	203.66	4×10^{-4}
			7	5x5	96.73	87.49	2×10^{-4}
				10x10	160.23	151.12	2×10^{-4}
				20x20	212.17	203.22	4×10^{-4}
		8	3	5x5	61.92	49.05	2×10^{-4}
				10x10	74.65	61.85	2×10^{-4}
				20x20	82.02	69.26	4×10^{-4}
			5	5x5	58.49	47.44	1×10^{-4}
				10x10	71.16	60.22	2×10^{-4}
				20x20	78.49	67.63	2×10^{-4}
			7	5x5	57.90	46.96	1×10^{-4}
				10x10	70.56	59.75	2×10^{-4}
				20x20	77.89	67.16	2×10^{-4}

* Il n'est pas prétendu dans ce tableau qu'il est possible de rejeter 7 KW dans un capteur pendant 10 ans et ainsi augmenter sa température jusqu'à plus de 200°C. Ces résultats ont pour but de vérifier la stabilité de la procédure de calcul dans des conditions extrêmes. Certaines valeurs utilisées apparaîtront sur de très courtes périodes dans la réalité. Le fait que les résultats soient stables pour des simulations de 10 ans démontre sûrement leur stabilité sur ces courtes périodes.

Les tableaux 3.2 et 3.3 résument les résultats en montrant les variations obtenues par rapport au maillage. Pour de mêmes conditions, la température minimum est obtenue lorsque 7 éléments sont utilisés pour modéliser les espaces de chaque coté des forages ($ndcap=7$) et 50 éléments sont utilisés pour modéliser les réservoirs thermiques ($ndres=50$). On compare donc cette valeur avec les maximums obtenus avec 3 et 5 éléments lorsque 20 éléments sont utilisés pour modéliser les réservoirs ($ndres=20$) pour obtenir les écarts maximaux.

Quelques observations ressortent du comportement du modèle et de l'étude de ces résultats.

- L'utilisation de 5 éléments pour modéliser les espaces de chaque coté d'un forage (11×11 pour un capteur) est recommandée car des écarts de plus de 6% sur T_s et 9% sur T_m sont observés lorsque seulement 3 éléments sont utilisés. Une limite de 5 éléments est imposée vu les faibles écarts observés entre les solutions pour 5 (11×11) et 7 (15×15) éléments et qu'il ne serait pas pratique au niveau du temps de calcul et de la gestion de la mémoire de l'ordinateur d'utiliser plus de 5 éléments. De plus, la validation de l'algorithme de calcul démontre que ce maillage procure des résultats satisfaisants.
- L'utilisation de 20 éléments pour modéliser les réservoirs thermiques ($ndres=20$) s'avère suffisante car il n'y a pas de différences significatives obtenues par rapport aux solutions utilisant 50 éléments.
- Le problème prend 2 ou 3 itérations pour converger à chaque pas de temps. Lorsqu'il prend plus d'itérations, il ne converge tout simplement pas c'est à dire que la différence entre les résultats obtenus en balayant dans les deux directions proposées à la section 3.4 est plus grande que le critère de convergence.

Tableau 3.2 Résumé des simulations sur T_s

Charge (Q_a) (KW/capteur)	Capteurs Thermiques		T_s calculé			Écart *	Écart*
	Longueur (m)	Disposition	Minimum 7 nœuds (°C)	Maximum 3 nœuds (°C)	Maximum 5 nœuds (°C)	3 nœuds (%)	5 nœuds (%)
0.5	4	5x5	15.53	15.73	15.66	3.69	2.40
		10x10	20.07	20.27	20.20	1.93	1.22
		20x20	23.79	23.96	23.88	1.17	0.64
	8	5x5	12.64	12.81	12.69	6.34	2.04
		10x10	13.55	13.71	13.60	4.52	1.28
		20x20	14.08	14.24	14.12	3.84	0.98
7	4	5x5	87.49	90.28	89.30	3.60	2.34
		10x10	151.12	153.77	152.79	1.88	1.18
		20x20	203.22	205.41	204.40	1.13	0.61
	8	5x5	46.96	49.29	47.71	6.30	2.04
		10x10	59.75	62.00	60.39	4.51	1.28
		20x20	67.16	69.34	67.72	3.83	0.98

*Écart par rapport à la solution utilisant 7 éléments dans la montée de température à partir de $T_{s_init}=10^{\circ}\text{C}$: $(T_{max}-T_{min (7nœuds)})/(T_{min (7nœuds)}-10)$

Tableau 3.3 Résumé des simulations sur T_m

Charge (Q_a) (KW/ca pteur)	Capteurs Thermiques		T_m calculé			Écart *	Écart*
	Longueur (m)	Disposition	Minimum 7 nœuds (°C)	Maximum 3 nœuds (°C)	Maximum 5 nœuds (°C)	3 nœuds (%)	5 nœuds (%)
0.5	4	5x5	16.19	16.39	16.30	3.23	1.78
		10x10	20.72	20.92	20.83	1.87	1.03
		20x20	24.43	24.60	24.51	1.18	0.55
	8	5x5	13.42	13.73	13.48	9.06	1.75
		10x10	14.33	14.63	14.38	6.93	1.15
		20x20	14.85	15.15	14.90	6.19	1.03
7	4	5x5	96.73	99.43	98.30	3.11	1.81
		10x10	160.23	162.84	161.67	1.74	0.96
		20x20	212.17	214.39	213.15	1.10	0.48
	8	5x5	57.90	62.16	58.76	8.89	1.80
		10x10	70.56	74.80	71.32	7.00	1.25
		20x20	77.89	82.10	78.58	6.20	1.02

*Écart par rapport à la solution utilisant 7 éléments dans la montée de température à partir de $T_{s_init}=10^{\circ}\text{C}$: $(T_{max}-T_{min (7nœuds)})/(T_{min (7nœuds)}-10)$

De plus, une simulation utilisant un réservoir thermique de 400 m (plutôt que 500m) a été effectuée sur le cas le plus contraignant au niveau de la dissipation d'énergie ($Q_a = 7$ Kw, $L = 4$ m, disposition 20×20). Celle-ci ayant procuré une température moyenne finale, T_s , de 203.63°C et une température moyenne à la paroi, T_m , de 212.38°C alors qu'on observait $T_s = 203.66^\circ\text{C}$ et $T_m = 212.41^\circ\text{C}$ pour le même maillage avec 500 m, on peut conclure qu'à 500 m une variation de largeur du réservoir n'a plus d'effet et que cette largeur est donc amplement suffisante pour modéliser un réservoir thermique infini.

Une autre simulation dans ces mêmes conditions utilisant un pas de temps de deux semaine plutôt qu'une journée procure une température moyenne, T_s , de 203.74°C et une température à la paroi, T_m , de 212.49°C ce qui démontre l'indépendance de la solution face au pas de temps.

De ces tests, on tire les directives suivantes qui assurent l'obtention d'une solution stable sur la plage étudiée tout en maximisant la vitesse d'obtention de cette solution et en réduisant la mémoire utilisée:

- les réservoirs thermiques sont modélisés par des espacements de 500 m;
- les réservoirs thermiques sont modélisés en utilisant 20 éléments dans chaque direction;
- les capteurs thermiques sont modélisés en utilisant 1 maille pour le forage et 5 mailles de chaque coté de celui-ci ce qui donne $11 \times 11 = 121$ mailles;
- le critère de convergence (convergence quand résidu \leq critère) est fixé initialement à 1×10^{-4} et doublé à toutes les fois que la convergence n'est pas obtenue en 10 itérations.

3.8 Validation

3.8.1 Vérification du respect de la loi de la conservation de l'énergie

Le calcul de l'accroissement de température est partiellement validé en vérifiant que toute l'énergie rejetée dans les capteurs se retrouve dans la montée en température observée lorsque des conditions frontière adiabatiques sont imposées. En bref, on vérifie que la loi de conservation de l'énergie est respectée et donc que la relation

$\Delta T = \frac{Q\Delta t}{mC_p}$ est vérifiée. Pour ce faire, on utilise l'exemple suivant :

- Rejets: $Q_a = 82 \text{ KW}$
- Temps : $\Delta t = 10 \text{ ans} = 3.15 \times 10^8 \text{ s}$
- Disposition des capteurs: $n_x \times n_y = 6 \times 6$
- Profondeur des capteurs: $H = 100 \text{ m}$
- Espacement entre les forages: $L = 8 \text{ m}$
- Température Initiale: $T_{ini} = 10^\circ\text{C}$
- Largeur des réservoirs thermiques : $L_{res} = 100 \text{ m}$
- Conductivité thermique du sol : $k_s = 3.5 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- Difusivité thermique du sol : $\alpha_s = 1.62 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Masse thermique (MC_p)

- On obtient donc un cube de volume $V = L_x \times L_y \times H = 248 \times 248 \times 100 = 6.15 \times 10^6 \text{ m}^3$ de sol où $L_x = L_y = 2 \times L_{res} + L \times n_x = 100 \times 2 + 8 \times 6 = 248 \text{ m}$
- Ce domaine a une masse thermique de $MC_p = V \times k_s / \alpha_s = 6.15 \times 10^6 \times 3.5 / 1.62 \times 10^{-6} = 1.33 \times 10^{13} \text{ J/}^\circ\text{C}$.

Énergie rejetée (E)

- L'énergie rejetée dans le sol pendant la période $E = Q_a \times \Delta t = 82000 \times 3.15 \times 10^8 = 2.59 \times 10^{13}$ J.

Température moyenne (T_s)

- La température moyenne après 10 ans $T_s = T_{s_init} + E/MCp = 10 + 2.59/1.33 = 11.95^\circ\text{C}$
- L'augmentation de température $\Delta T = T_s - T_{s_init} = 11.95 - 10 = 1.95^\circ\text{C}$

Puisque l'algorithme calcule une température moyenne de 12.01°C ce qui donne $\Delta T = 2.01^\circ\text{C}$ pour un écart de 3% sur ΔT , on peut dire que la procédure de calcul respecte la loi de la conservation de l'énergie pour cet exemple.

3.8.2 Comparaisons avec l'algorithme DST

Le fait d'avoir une solution stable n'assurant pas sa validité, quelques comparaisons avec le modèle DST utilisé sur TRNSYS sont effectuées. Ce code de calcul est reconnu et sa validité qui a déjà été démontrée à plusieurs reprises. Il a d'ailleurs été utilisé comme étalon pour la validation de plusieurs outils de simulation (Shonder, 2000). Il est donc aussi utilisé pour la présente étude.

L'exemple suivant est utilisé :

- Rejets: $Q_a = 82 \text{ KW}$
- Temps: $\Delta t = 10 \text{ ans} = 3.15 \times 10^8 \text{ s}$
- Disposition des capteurs: $n_x \times n_y = 6 \times 6$
- Profondeur des capteurs: $H = 100 \text{ m}$
- Espacement entre capteurs: $L = 8 \text{ m}$
- Température Initiale: $T_{ini} = 10^\circ\text{C}$
- Température du sol non perturbé : $T_{s,np} = 10^\circ\text{C}$
- Largeur des réservoirs thermiques : $L_{res} = 100 \text{ m}$
- Conductivité thermique du sol: $k_s = 3.5 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- Difusivité thermique du sol: $\alpha_s = 1.62 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Pour ces conditions le modèle DST calcule une température moyenne finale du champ de capteur de 43.8°C . Le modèle présenté dans cette section calcule 44.56°C ($\Delta T = 34.56^\circ\text{C}$). On peut donc dire que les deux méthodes sont en accord puisqu'il n'y a que 2.25% d'écart sur ΔT .

Le lecteur est référé au chapitre 7 du présent document où plusieurs autres comparaisons avec le modèle DST sont présentées pour l'algorithme complet calculant les températures du fluide et du sol. Il/elle peut y constater que les températures du sol calculées sont en très bon accord.

3.8.3 Effet de la modélisation des forages

La figure 3.5 présente l'influence de la modélisation des forages sur T_p pour un cas sévère ($Q_a = 7$ kw, $L = 4$ m, disposition 20×20 tel qu'à la section 3.7). Les cercles montrent T_p calculé lorsque la surface d'échange est modélisée de façon réaliste, c'est à dire qu'on s'assure que l'élément utilisé pour modéliser un forage a le même périmètre que celui-ci. La droite traversant les cercles montre T_p calculé lorsque la surface sur laquelle le terme source est appliqué est bien modélisée, c'est à dire qu'on s'assure que l'élément utilisé pour modéliser un forage a la même surface que celui-ci. Tel qu'on peut le constater sur l'autre droite, la différence entre les résultats des deux modélisations est négligeable, atteignant une valeur maximale de 0.004°C pour ce cas sévère qui ne sera pas rencontré dans la pratique.

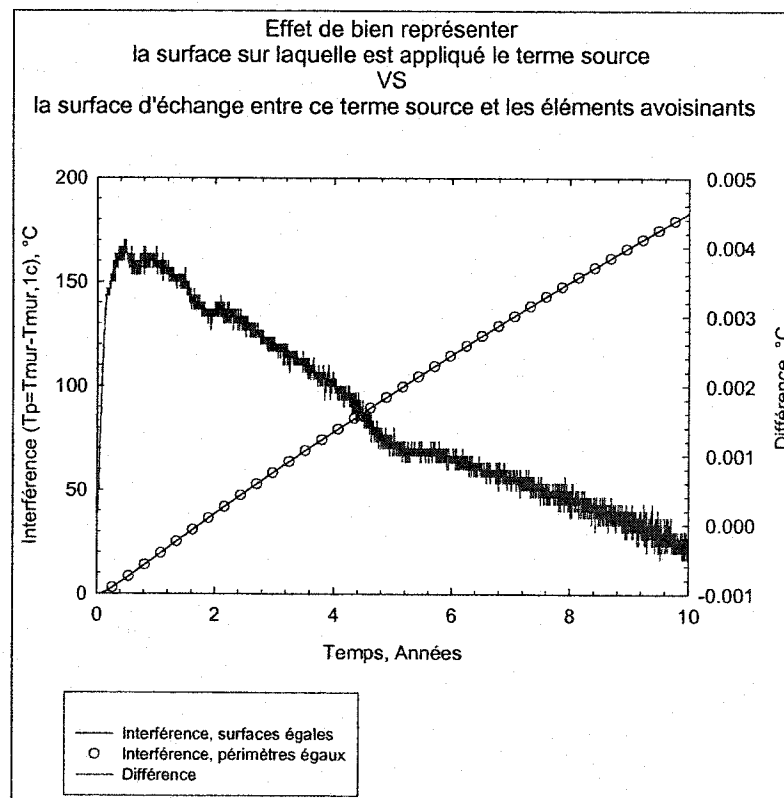


Figure 3.5 Effet de la modélisation des forages sur T_p

CHAPITRE 4

TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN FORAGE

Tel que mentionné au chapitre 2, la température moyenne du fluide à l'intérieur d'un forage au temps N est donnée par :

$$T_{f,N} = T_0 + T_{p,N} - \frac{Q_N \times R_b}{L} - \frac{1}{L \times k_s} \sum_{i=1}^N Q_i \times [G(F_0(t_i), 1) - G(F_0(t_{i+1}), 1)] \quad (4.1)$$

Dans le cas d'une simulation, une fois que $T_{p,N}$ a été évaluée à l'aide de la technique décrite au chapitre 3, la seule inconnue est R_b , la résistance thermique entre le fluide et la paroi du forage. Le présent chapitre est consacré à la détermination de ce terme.

La figure 4.1 montre un forage dans lequel est présent un passage en U. Un passage en U est constitué de deux tuyaux joints par un tube en U dans le fond du forage. Le fluide descend dans la branche d'entrée, passe dans le joint en U puis remonte dans la branche de sortie. Tel que montré sur la figure, la résistance thermique entre le fluide et la paroi du capteur, R_b , peut être divisée en trois composantes. La résistance du fluide, R_f , la résistance des tuyaux, R_p , et la résistance du coulis, R_g .

La relation 4.1 est fondée sur l'hypothèse d'un transfert de chaleur en régime permanent dans les forages. Tel que démontré par Bernier et Pinel (2002), cette hypothèse est valide pour des pas de temps d'une heure. En effet, des simulations numériques ont démontré qu'un forage typique réagit rapidement suite à des changements de conditions. Ainsi la distribution de température peut être considérée stable après quelques minutes.

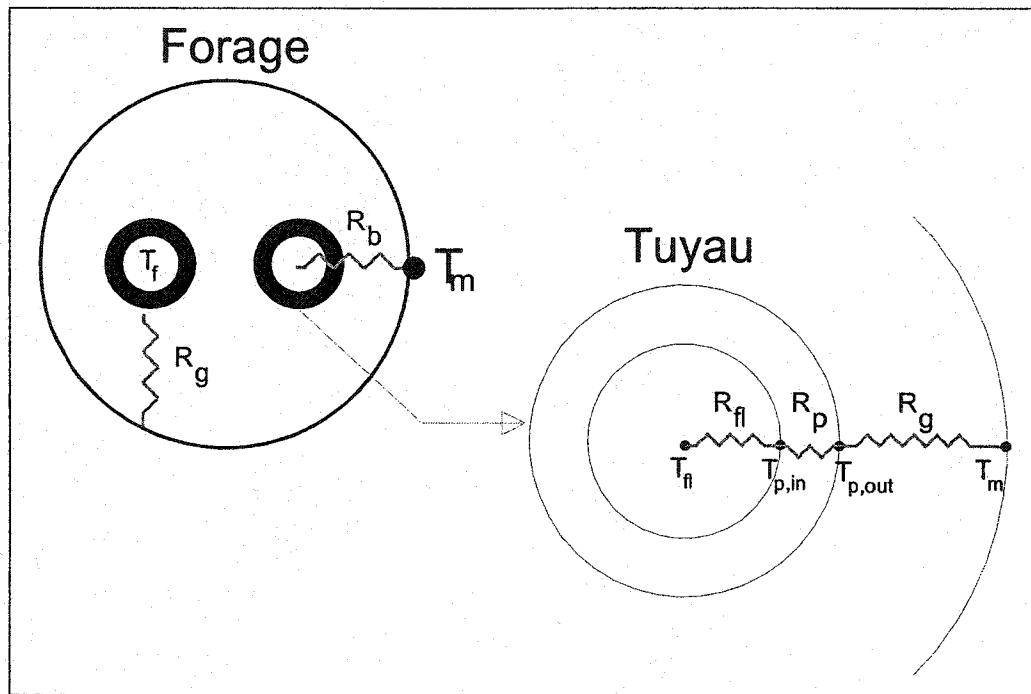


Figure 4.1 Résistances thermiques dans un forage

4.1 Résistance thermique du fluide

La résistance thermique entre le fluide et la paroi interne des tuyaux, R_{fl} est due uniquement à l'échange par convection entre le fluide et la paroi. Elle est obtenue de la relation :

$$R_{fl} = \frac{1}{\pi D_{p,i} h_i} \quad (4.2)$$

où : h_i = coefficient de convection dans les tuyaux ($\text{W/m}^2\text{°C}$)

$D_{p,i}$ = diamètre interne des tuyaux (m)

Dans leur livre, Incropera et DeWitt (1990) suggèrent d'évaluer la convection dans les tuyaux en fonction de Nu , le nombre de Nusselt, ainsi :

Écoulement laminaire ($Re < 2300$)

La relation classique de HANSEN est suggérée

$$\frac{h_i D_{p,i}}{k_f} = Nu = 3.66 \quad \left(Re Pr \frac{D_{p,i}}{L} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} < 2 \quad (4.3)$$

$$\frac{h_i D_{p,i}}{k_f} = Nu = 1.86 \times \left(Re Pr \frac{D_{p,i}}{L} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \left(Re Pr \frac{D_{p,i}}{L} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \geq 2$$

où :

$$Re = \text{nombre de Reynolds de l'écoulement} \quad Re = \frac{V_f D_{p,i}}{\nu_f} \quad (4.4)$$

k_f = conductivité thermique du fluide caloporteur (W/m°C)

V_f = vitesse de l'écoulement dans les tuyaux (m/s)

ν_f = viscosité dynamique du fluide (m²/s)

$$Pr = \text{nombre de Prandtl} : \quad Pr = \frac{Cp_f \mu_f}{K_f} \quad (4.5)$$

Cp_f = chaleur spécifique du fluide (J/kg°C)

L = longueur du tuyau (m)

μ_f = viscosité évaluée à la température moyenne du fluide (kg/ms)

μ_w = viscosité évaluée à la température de la paroi du tuyau (kg/ms)

Écoulement de transition ($2300 < Re < 10000$)

La formule de GNIELINSKI est suggérée :

$$\frac{h_i D_{p,i}}{k_{fl}} = Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{(f/2)}(Pr^{2/3}-1)} \quad (4.6)$$

$$f = [1.58 \ln(Re) - 3.28]^{-2}$$

Écoulement Turbulent ($Re > 10000$)

La relation développée par Dittus-Boelter est proposée :

$$\frac{h_i D_{p,i}}{k_{fl}} = Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (4.7)$$

où : $n=0.4$ en chauffage et $n=0.3$ en refroidissement

4.2 Résistance thermique des tuyaux

La résistance thermique des tuyaux est évaluée à l'aide de la relation classique de conduction de chaleur dans la direction radiale d'un espace annulaire :

$$R_p = \frac{\ln(D_{p,o}/D_{p,i})}{2\pi k_p} \quad (4.8)$$

Le tableau 4.1 présente les dimensions des douze tuyaux les plus utilisés en pratique. Ce sont des tuyaux en Polyéthylène Haute Densité (PEHD). Selon l'International Ground Source Heat Pump Association, la conductivité thermique de ces tuyaux est de $0.42 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

Tableau 4.1 Diamètres interne et externe des tuyaux PEHD les plus utilisés

No	Nom	$D_{p,o}$ (cm)	$D_{p,i}$ (cm)
1	¾" SDR-11	2.67	2.18
2	1" SDR-11	3.34	2.73
3	1¼" SDR-11	4.22	3.45
4	25 mm SDR-11	2.50	2.04
5	32 mm SDR-11	3.20	2.60
6	40 mm SDR-11	4.00	3.26
7	¾" SDR-135	2.67	2.27
8	1" SDR-135	3.34	2.85
9	1¼" SDR-135	4.22	3.59
10	25 mm SDR-135	2.50	2.04
11	32 mm SDR-135	3.20	2.62
12	40 mm SDR-135	4.00	3.40

4.3 Résistance thermique du coulis

Tel que montré à la figure 4.1, la distance entre la paroi externe des tuyaux et celle du forage n'est pas constante. En conséquence, le transfert de chaleur du forage n'est pas uniforme dans la direction tangentielle. De plus, puisque les deux embranchements d'un passage en U sont à des températures différentes, il existe un transfert de chaleur entre les deux : on appelle ce transfert un court-circuit thermique. Le modèle proposé néglige ces aspects. Il suppose un transfert de chaleur uniforme dans la direction tangentielle et

aucun court-circuit thermique. Dans certains cas, lorsque les tuyaux sont rapprochés et que la conductivité thermique du coulis est élevée, cela peut provoquer une certaine différence dans la résistance thermique calculée mais pas suffisamment pour entraîner une très grande différence dans la température du fluide calculée. Kavanaugh et Rafferty (1997) suggèrent dans leur ouvrage de référence l'utilisation d'un facteur de correction F_{sc} (voir équation 1.21) de l'ordre de 1.04 à 1.06 sur la résistance thermique à une impulsion journalière pour tenir compte du court-circuit thermique entre les embranchements des passages en U. On peut donc supposer que l'influence du court-circuit thermique est faible (4 à 6%). Néanmoins, il serait utile d'améliorer cette lacune.

La figure 4.2 montre les configurations pour lesquelles les résistances sont calculées dans le modèle proposé. Le modèle calcule les résistances thermiques lorsque un (2 tuyaux) ou deux (4 tuyaux) passages en U sont présents dans les capteurs. Il calcule également la résistance thermique lorsque les tuyaux se rencontrent au centre (A), sont situés à mi-chemin entre la paroi du forage et le centre (B) ou sont appuyés sur la paroi du forage (C). La configuration B est la plus couramment rencontrée dans la pratique alors que la configuration A est la plus conservatrice.

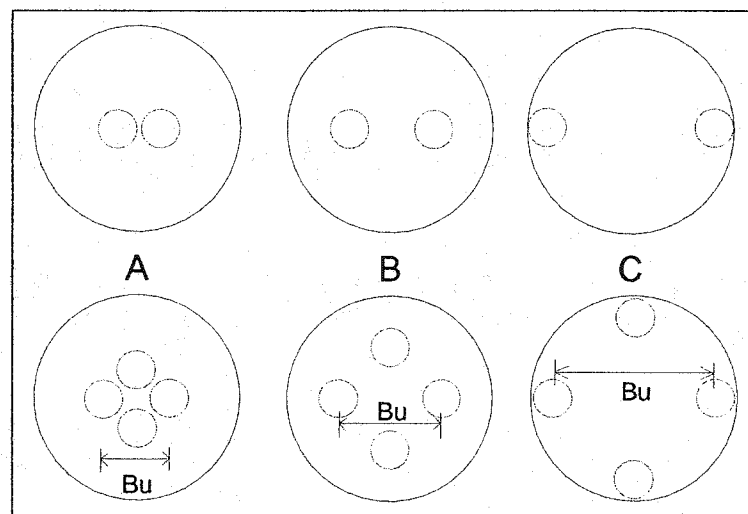


Figure 4.2 Arrangements à 2 ou 4 tuyaux dans un capteur

4.3.1 Résistance thermique du coulis pour un passage en U

Remund et al. (1999) suggèrent une relation pour évaluer la résistance thermique entre la paroi externe des tuyaux et la paroi interne du forage pour un capteur qui comporte un seul passage en U (2 tuyaux) et ce, pour trois différents arrangements des tuyaux dans le forage. Cette relation, basée sur le concept des « conduction shape factors », est :

$$R_{g-2p} = \frac{1}{K_g S_b} \quad (4.9)$$

où : k_g est la conductivité thermique du coulis (W/m°C)

$$S_b, \text{un facteur de forme, est donné par : } S_b = \beta_0 \left(\frac{D_{for}}{D_{p,o}} \right)^{\beta_1} \quad (4.10)$$

les coefficients β_0 et β_1 sont donnés au tableau 4.2

D_{for} est le diamètre du forage (m)

Tableau 4.2 Coefficients de la méthode de Redmund

Configuration (voir figure 4.2)	β_0	β_1
A- Les deux tuyaux sont en contact l'un avec l'autre au centre du forage	20.10	-0.9447
B- Les deux tuyaux sont à mi-chemin entre le centre et la paroi du forage	17.44	-0.6052
C- Les deux tuyaux sont en contact avec la paroi du forage	21.91	-0.3796

Puisqu'il y a deux tuyaux dans le capteur, la résistance globale entre le fluide et la paroi du forage est:

$$R_{b-2p} = R_{g-2p} + \frac{R_p + R_{fl}}{2} \quad (4.11)$$

4.3.2 Résistance thermique du coulis pour deux passages en U

Hellström (1991) publie un ouvrage qui discute l'évaluation analytique du comportement des capteurs enterrés. Il développe entre autre des relations pour évaluer la résistance thermique entre la paroi externe des tuyaux et la paroi du forage pour des capteurs contenant de un à trois passages en U. La relation de Hellström pour deux passages en U, utilisée dans le modèle présenté ici, est :

$$R_{g-4p} = \frac{1}{2\pi K_s} \left[\ln\left(\frac{r_c}{r_o}\right) - \frac{3}{4} + b^2 - \frac{1}{4} \ln(1-b^8) - \frac{1}{2} \ln\left(\frac{\sqrt{2}br_c}{r_o}\right) - \frac{1}{4} \ln\left(\frac{2br_c}{r_o}\right) \right] \quad (4.12)$$

où :

$$b = \frac{B_u}{D_{for}} \quad (4.13)$$

B_u , la distance centre à centre entre la branche montante et la branche descendante d'un passage en U, est évaluée à partir des relations présentées au tableau 4.3.

Tableau 4.3 Évaluation de B_u

Configuration (voir figure 4.2)	B_u
A- Les deux tuyaux sont en contact l'un avec l'autre au centre du forage	$(\sqrt{2} - 1)D_{p,o}$
B- Les deux tuyaux sont à mi-chemin entre le centre et la paroi du forage	$(D_{for} - 2 \times D_{p,o})/3$
C- Les deux tuyaux sont en contact avec la paroi du forage	$(D_{for} - 2 \times D_{p,o})$

La résistance globale entre le fluide et la paroi du forage est donnée par:

$$R_{b-4p} = R_{g-4p} + \frac{R_p + R_f}{4} \quad (4.14)$$

Les configurations utilisant 3 passages en U (6 tuyaux) et plus ne sont presque jamais rencontrées en pratique et ne sont donc pas traitées par le modèle.

CHAPITRE 5

ALGORITHME D'AGRÉGATION MULTIPLE

Tel que mentionné à la section 2.3, l'utilisation de la superposition temporelle requiert l'évaluation de l'influence de chaque impulsion thermique à tous les pas de temps. Comme la majorité des simulations sont pluri-annuelles et qu'un pas de temps horaire est généralement utilisé, cela peut demander beaucoup de ressources informatiques et de temps de calcul. Selon Yavakurtz et Spitler (1999), le nombre de calculs requis est proportionnel au carré du nombre de pas de temps. Donc, pour une simulation horaire d'une durée de 10 ans, le calcul requiert l'évaluation d'environ 7.5×10^9 termes.

5.1 Agrégation simple

Puisque l'historique thermique immédiat, c'est à dire les charges thermiques au sol qui se sont produites dans un passé rapproché, a plus d'impact que l'historique lointain, il est possible de regrouper certains termes lointains et de les remplacer par des moyennes (agréger). Cela permet de réduire le nombre de termes calculés sans trop affecter la précision des résultats. Avant d'aborder la technique d'agrégation multiple développée au cours de ce travail, il y a lieu de résumer les travaux réalisés dans ce domaine.

Yavakurtz et Spitler (1999) proposent un schéma où les charges horaires pour chaque période de 730 heures (un mois) sont regroupées et remplacées par une charge moyenne (agréées) alors que les influences des charges sont calculées individuellement (non agrégées) pour les autres heures. Les résultats sont satisfaisants sauf pour les heures suivant la fin des périodes d'agrégation telles que les heures 731, 732, 733... 1461, 1462, 1463...etc. Pour contourner ce problème, ils décident de conserver une période minimale d'heures où les effets des charges horaires individuelles sont considérés avant d'agréger les charges thermiques: par exemple, si la période d'agrégation est de 730

heures et le nombre minimal d'heures individuelles est 24, la première agrégation se fera après l'heure 754, la seconde après l'heure 1484, etc. En utilisant une période d'agrégation de 730 heures tout en conservant un nombre minimal de 192 heures non agrégées, ils réduisent le temps de calcul d'environ 90% pour une simulation annuelle et 99% pour une simulation de 20 ans.

Le schéma utilisé par Yavakurtz et Spitler (1999) est résumé à la figure 5.1. Les variables Q représentent des charges pour des heures individuelles alors que les variables \bar{Q} représentent les charges moyennes sur les périodes d'agrégation. En supposant que la durée des périodes d'agrégation est X_a heures et que le nombre d'heures non agrégées minimal est X_{min} , on obtient en cours de simulation les périodes présentées au tableau 5.1.

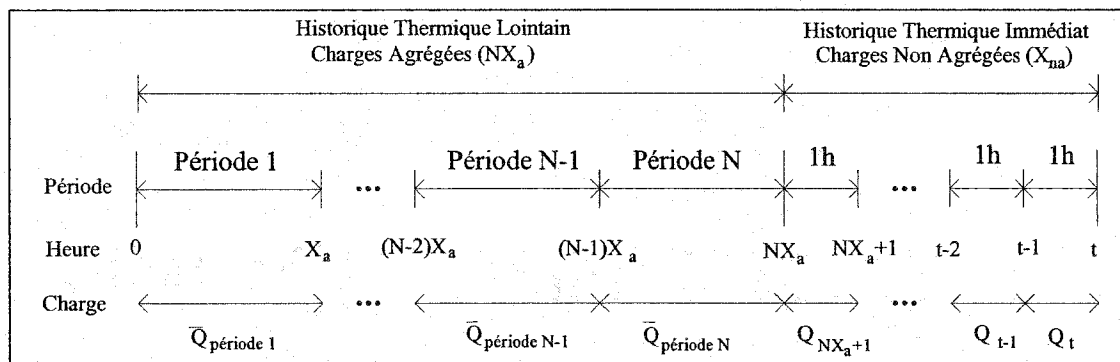


Figure 5.1 Schéma d'agrégation de Yavakurtz et Spitler (1999)

Tableau 5.1 Évolution de l'algorithme d'agrégation de Yavakurtz et Spitler (1999)

Temps (t)	Nombre de périodes d'agrégation N	Nombre d'heures non agrégées X_{na}
$0 < t \leq X_{min} + X_a - 1$	0	t
$X_{min} + X_a \leq t$	Partie entière de : $(t - X_{min}) / X_a$	$t - N \times X_a$

Bernier (2001) utilise une seule période d'agrégation pour représenter l'historique lointain et varie l'historique immédiat (termes non agrégés) entre 168 et 1344 heures. Il obtient des écarts maximaux respectifs de 2.2°C et 0.8°C par rapport à des simulations pour les mêmes conditions utilisant l'algorithme DST (voir section 1.2.3.1). Il en conclut que, puisque les performances des pompes à chaleur ne varient pas de façon significative pour de telles différences de température, il est possible d'évaluer la consommation énergétique d'un système assez rapidement en utilisant un historique immédiat court. Il recommande l'utilisation d'un historique immédiat plus long lorsqu'une évaluation précise des températures du fluide est requise. Cependant, ces historiques immédiats de longue durée nécessitent des temps de calcul considérables.

Le schéma utilisé par Bernier (2001) est présenté à la figure 5.2. En supposant que le nombre d'heures non agrégées minimal est X_{min} , on obtient en cours de simulation les périodes montrées au tableau 5.2.

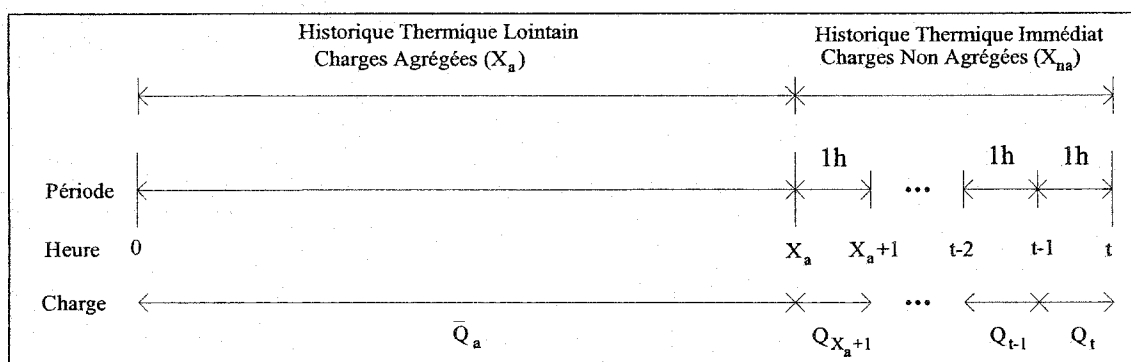


Figure 5.2 Schéma d'agrégation de Bernier (2001)

Tableau 5.2 Évolution de l'algorithme d'agrégation de Bernier (2001)

Temps (t)	Nombre d'heures agrégées X_a	Nombre d'heures non agrégées X_{na}
$0 < t \leq X_{min}$	0	t
$X_{min} < t$	$t - X_{min}$	X_{min}

Le schéma de Bernier (2001) comporte une transition brusque entre les heures non agrégées et la période d'agrégation, c'est à dire qu'on passe soudainement d'heures individuelles à la période d'agrégation qui est souvent longue. La précision des résultats provient uniquement du nombre d'heures individuelles conservées. Il faut donc utiliser une longue période non agrégée lorsqu'on veut évaluer précisément la température du fluide ce qui résulte en de lourds calculs. On retrouve également cette transition soudaine dans le schéma de Yavakurtz et Spitler (1999). Il est possible avec ce schéma de rendre cette transition moins brusque en utilisant des périodes d'agrégation plus courtes mais cela résulte en de nombreuses périodes d'agrégation, et donc en de nombreux termes à évaluer, pour de longues simulations. Il serait bénéfique de rendre la transition entre la période non agrégée et les périodes d'agrégation moins abrupte tout en évitant d'augmenter considérablement la quantité de termes à calculer. C'est ce besoin qui a mené au concept d'agrégation multiple.

5.2 Agrégation multiple

Le schéma d'agrégation multiple utilisé dans le cadre de ces travaux prend avantage du fait que l'influence des charges thermiques diminue à mesure que ces charges s'éloignent dans le temps. On cherche à diminuer l'historique thermique immédiat, et ainsi le nombre de termes à calculer, en créant plusieurs périodes d'agrégation de différentes durées. Plus la période agrégée est éloignée dans le temps et plus elle est longue. Il en résulte donc une évaluation plus grossière de l'influence des charges thermiques survenues dans un passé éloigné et une évaluation plus raffinée de l'influence des charges thermiques survenues dans un passé plus rapproché.

L'algorithme utilisé est présenté à la figure 5.3. Il contient 4 périodes d'agrégation. La plus récente, N_d , est de l'ordre de la journée. Ensuite, on retrouve N_w qui est de l'ordre de la semaine et N_m qui est de l'ordre du mois. Finalement, la période N_y contient le reste des charges thermiques horaires et peut couvrir une période de l'ordre de plusieurs

années. La période non agrégée (historique thermique immédiat) contient les charges thermiques des N_h heures les plus récentes.

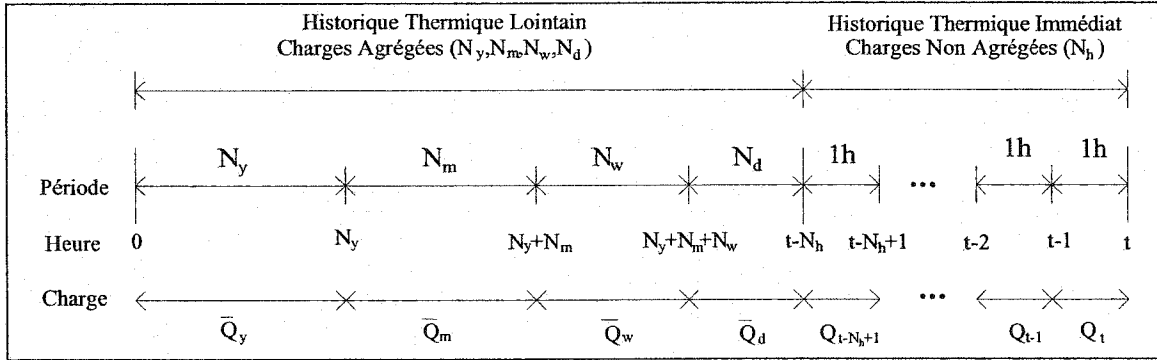


Figure 5.3 Schéma de l'algorithme d'agrégation multiple

Les périodes N_m , N_w , N_d et N_h ont des durées fixes X_m , X_w , X_d et X_h . Une fois que le temps est plus grand que X_h , la durée de N_h est X_h . La durée de N_d est 0 jusqu'à ce que le temps atteigne X_h+X_d , après quoi sa durée est X_d et ainsi de suite pour N_w et N_m . Le tableau 5.3 présente l'évolution du nombre d'heures contenues dans chaque période d'agrégation (N_y , N_m , N_w , N_d et N_h) à mesure que le temps évolue au cours d'une simulation en fonction de la durée fixée pour chaque période (X_m , X_w , X_d et X_h).

Tableau 5.3 Évolution de l'algorithme d'agrégation multiple

Temps (t)	N_y $t-N_m-N_w-N_d-N_h$	N_m	N_w	N_d	N_h
$1 \leq t < X_h$	0	0	0	0	t
$X_h \leq t < X_h+X_d$	$t-X_h$	0	0	0	X_h
$X_h+X_d \leq t < X_h+X_d+X_w$	$t-X_h-X_d$	0	0	X_d	X_h
$X_h+X_d+X_w \leq t < X_h+X_d+X_w+X_m$	$t-X_h-X_d-X_w$	0	X_w	X_d	X_h
$X_h+X_d+X_w+X_m \leq t$	$t-X_h-X_d-X_w-X_m$	X_m	X_w	X_d	X_h

Dans ces conditions, la relation 2.13 devient :

$$T_f^t = T_0 + T_p^t - \frac{Q'_t R_b}{L} - \frac{1}{k_s L} \left(\bar{Q}'_y [A - B] + \bar{Q}'_m [B - C] + \bar{Q}'_w [C - D] + \bar{Q}'_d [D - E] \right) - \frac{1}{k_s L} \left(Q'_{t-N_h+1} [E - F_1] + Q'_{t-N_h+2} [F_1 - F_2] + \dots + Q'_{t-1} [F_{N_h-1} - F_{N_h}] + Q'_t [F_{N_h}] \right) \quad (5.1)$$

$$\text{où : } A = G(For_t) \quad B = G(For_{t-N_y}) \quad C = G(For_{t-N_y-N_m})$$

$$D = G(For_{t-N_y-N_m-N_w}) \quad E = G(For_{N_h}) \quad F_1 = G(For_{N_h-1})$$

$$F_2 = G(For_{N_h-2}) \quad \dots \quad F_{N_h} = G(For_1)$$

t = heure à laquelle les calculs sont effectués ($=N_y+N_m+N_w+N_d+N_h$), (h)

T_f^t = température moyenne du fluide dans les tuyaux au temps t , (°C)

T_0 = température initiale du sol, (°C)

T_p^t = pénalité de température due à l'interférence thermique entre capteurs, (°C)

R_b = résistance thermique équivalente d'un forage, (°Cm/W)

N_m = nombre d'heures de la période dite « mensuelle » (tableau 5.3), (h)

N_w = nombre d'heures de la période dite « semaine » (tableau 5.3), (h)

N_d = nombre d'heures de la période dite « journalière » (tableau 5.3), (h)

N_h = nombre d'heures de l'historique thermique récent (tableau 5.3), (h)

N_y = nombre d'heures de la période dite « annuelle » (tableau 5.3), (h)

\bar{Q}'_i = charge thermique moyenne au sol sur la période i ($i = y, m, w$ ou d), (W)

Q'_j = charge thermique à l'heure j (j couvre les N_h dernières heures), (W)

L = longueur totale d'échange, i.e longueur totale de forage, (m)

k_s = conductivité thermique du sol, (W/m°C)

$G(For_d)$ = solution analytique de la source cylindrique (chap. 2) pour $p=1$

For_τ = nombre de Fourier défini comme étant : $For_\tau = 4\alpha_s \tau / d^2$ (5.2)

où : α_s = diffusivité thermique du sol, (m²/jour)

τ = temps, (jour)

d = diamètre des forages (m)

5.3 Évaluation des charges thermiques agrégées

Certaines périodes d'agrégation, telles la période dite annuelle (N_y), sont assez longues. Le calcul des charges moyennes, \bar{Q} , à chaque pas de temps est donc long si on additionne chaque terme un à un et divise la somme par le nombre de termes. De plus, emmagasiner l'historique complet des charges thermiques horaires au sol peut s'avérer lourd dans le cas de longues simulations.

La figure 5.4 montre l'évolution de l'historique des charges du temps t au temps $t+1$. Au temps $t+1$, une nouvelle charge Q_t^{t+1} est introduite et toutes les autres charges sont décalées d'une position.

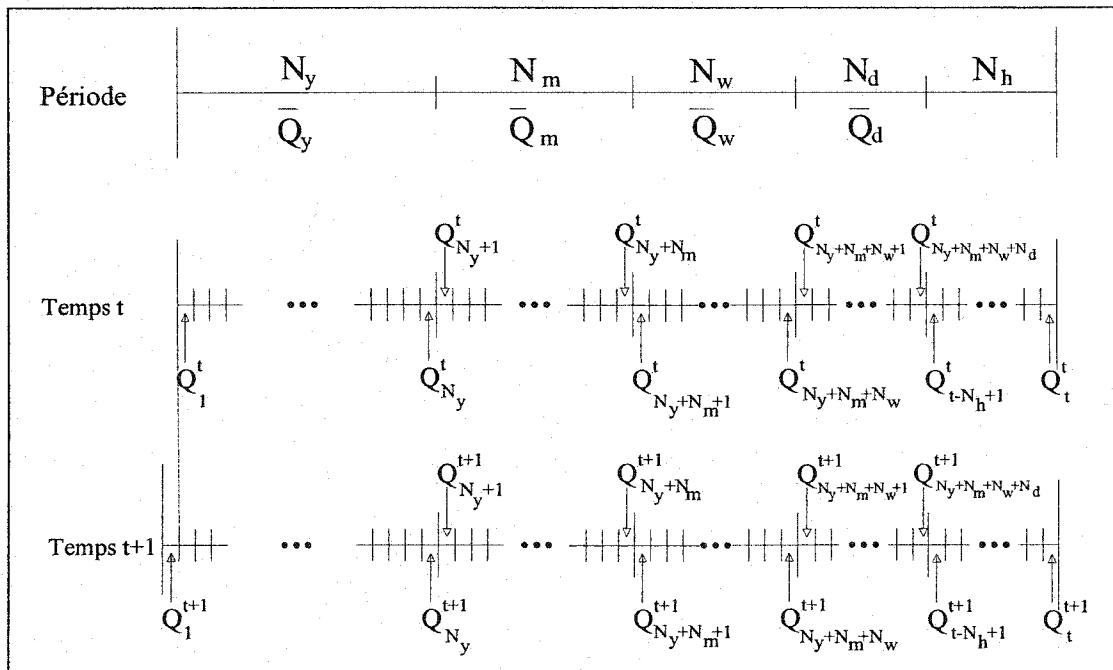


Figure 5.4 Évolution de l'historique des charges thermiques

Au temps $t+1$, la période dite annuelle couvre une heure de plus qu'au temps t ($N_y^{t+1} = N_y^t + 1$). Elle contient donc un terme de charge au sol supplémentaire, $Q_{N_y}^{t+1}$. Ce terme est celui qui se trouvait à la première position de la période dite mensuelle au pas de temps précédent, $Q_{N_y+1}^t$. On peut donc déterminer la nouvelle charge thermique moyenne sur la période annuelle à l'aide de la relation :

$$\bar{Q}_y^{t+1} = \frac{\bar{Q}_y^t \times (N_y^{t+1} - 1) + Q_{N_y}^{t+1}}{N_y^{t+1}} \quad (5.3)$$

La période dite mensuelle couvre le même nombre d'heures qu'au temps précédent. Elle gagne un nouveau terme, $Q_{N_y+N_m}^{t+1}$, et en perd un, $Q_{N_y}^{t+1}$. Ces termes sont respectivement égaux aux termes du pas de temps précédent $Q_{N_y+N_m+1}^t$ et $Q_{N_y+1}^t$. La charge thermique moyenne sur cette période est donc maintenant :

$$\bar{Q}_m^{t+1} = \bar{Q}_m^t + \frac{Q_{N_y+N_m}^{t+1} - Q_{N_y}^{t+1}}{N_m} \quad (5.4)$$

De la même façon, on obtient la nouvelle charge thermique moyenne pour les périodes de l'ordre de la semaine et de la journée à l'aide des relations:

$$\bar{Q}_w^{t+1} = \bar{Q}_w^t + \frac{Q_{N_y+N_m+N_w}^{t+1} - Q_{N_y+N_m}^{t+1}}{N_w} \quad (5.5)$$

et :

$$\bar{Q}_d^{t+1} = \bar{Q}_d^t + \frac{Q_{N_y+N_m+N_w+N_d}^{t+1} - Q_{N_y+N_m+N_w}^{t+1}}{N_d} \quad (5.6)$$

5.4 Gestion de l'historique des charges thermiques au sol

L'utilisation des relations 5.3 à 5.6 évite passablement de calculs surtout lorsque la simulation couvre plusieurs années. De plus, aucun terme précédant le temps N_y n'est utilisé dans ces relations. Il est donc possible de ne pas garder ceux-ci en mémoire. Le modèle présenté dans ce travail ne conserve en mémoire que les charges thermiques des $X_h + X_d + X_w + X_m + 1$ dernières heures. Pour une simulation de 10 ans par exemple, cela représente beaucoup moins de termes à conserver que les 87600 charges thermiques horaires rencontrées. Ainsi, l'historique des charges thermiques est une liste chaînée de type premier entré premier sorti contenant $N_{his} = X_h + X_d + X_w + X_m + 1$ termes. À chaque pas de temps, la nouvelle valeur de la charge thermique au sol, $Q_{N_{his}}^t$, est insérée à la fin de cette liste, chaque terme de la liste est décalé d'une heure et le premier terme de la liste, Q_1^{t-1} , est rejeté car il n'est plus utile. La figure 5.5 montre les indices assignés aux charges thermiques dans cette liste.

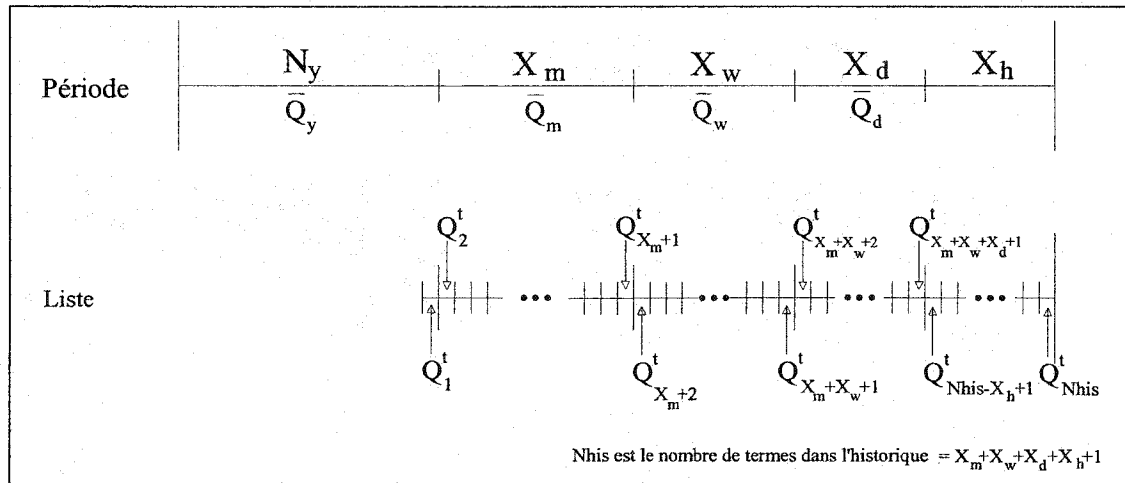


Figure 5.5 Indices des charges thermiques dans la liste chaînée

Le modèle présenté ici utilise les indices de cette liste chaînée. De plus, il additionne chaque terme de charge thermique horaire et divise cette somme par le nombre de termes pour obtenir la moyenne sur une période lorsque la durée (nombre de termes) de cette période passe de 0 à X heures (voir tableau 5.3). Les relations 5.3 à 5.6 évaluées au temps présent dans ces conditions deviennent:

$$\bar{Q}_y^t = 0 \quad N_y=0 \text{ (voir tableau 5.3)} \quad (5.7)$$

$$\bar{Q}_y^t = \frac{\bar{Q}_y^{t-1} \times (N_y^t - 1) + Q_1^t}{N_y^t} \quad \text{le reste du temps}$$

$$\bar{Q}_m^t = \text{Moyenne } (Q_2 \dots Q_{X_m+1}) \quad t=X_h+X_d+X_w+X_m \quad (5.8)$$

$$\bar{Q}_m^t = \bar{Q}_m^{t-1} + \frac{Q_{X_m+1}^t - Q_1^t}{X_m} \quad \text{le reste du temps}$$

$$\bar{Q}_w^t = \text{Moyenne } (Q_{X_m+2} \dots Q_{X_m+X_w+1}) \quad t=X_h+X_d+X_w \quad (5.9)$$

$$\bar{Q}_w^t = \bar{Q}_w^{t-1} + \frac{Q_{X_m+X_w+1}^t - Q_{X_m+1}^t}{X_w} \quad \text{le reste du temps}$$

$$\bar{Q}_d^t = \text{Moyenne } (Q_{X_m+X_w+2} \dots Q_{X_m+X_w+X_d+1}) \quad t=X_h+X_d \quad (5.10)$$

$$\bar{Q}_d^t = \bar{Q}_d^{t-1} + \frac{Q_{X_m+X_w+X_d+1}^t - Q_{X_m+X_w+1}^t}{X_d} \quad \text{le reste du temps}$$

5.5 Optimisation de la durée des périodes d'agrégation

Les durées des périodes d'agrégation (X_y , X_m , X_w et X_h) sont décidées en comparant les résultats de plusieurs simulations. Celles-ci sont effectuées en variant les durées des périodes jusqu'à l'obtention des durées optimums. Les résultats sont comparés à un cas de base utilisant 4900 heures non agrégées. On considère que ce cas de base donne la solution sans agrégation puisque l'historique thermique immédiat est très long. Cette limite de 4900 est liée au fait que l'environnement CAS-IS ne permet pas de conserver plus de 5000 variables en mémoire.

Dans le but de s'assurer que cette optimisation s'applique à plusieurs cas, elle est effectuée pour plusieurs conditions. Par exemple, le profil de charges thermiques au sol et la durée de la simulation ont sûrement une influence sur les conditions optimales d'agrégation. Alors, dans le but d'étudier l'influence de ces conditions sur les périodes d'agrégation optimales, cette étude utilise deux profils de charges thermiques différents et deux durées de simulation. Les profils utilisés sont le profil asymétriques réel et le profil symétrique synthétique qui sont décrits en détails à l'annexe D. Les simulations ont des durées de une et dix ans. La température du fluide à l'entrée du champ de capteurs est utilisée comme base de référence. On considère qu'une période d'agrégation est optimale lorsqu'elle minimise l'écart maximal observé avec le cas de base.

Il n'est pas prétendu que cette étude couvre tous les cas rencontrés dans la pratique et que les durées des périodes d'agrégation déterminées procurent les résultats optimums pour toutes les conditions. Une étude beaucoup plus longue que celle-ci, utilisant un plan de simulations couvrant toutes les conditions rencontrés (propriétés, configuration, profils de charges thermiques, etc.) et des méthodes d'optimisation statistiques, serait nécessaire pour déterminer ces optimums pour toutes les situations. Cette petite étude veut démontrer que les durées suggérés dans cette section et utilisées pour la validation du modèle procurent de bons résultats et ne sont pas fixés aléatoirement.

Les simulations sont effectuées pour un seul capteur enterré. Les conditions sont décrites au tableau 5.4.

Tableau 5.4 Conditions utilisées pour les simulations

Paramètres et description	Valeurs	Unités
k_s conductivité thermique du sol	1.3	(W/m°C)
α_s diffusivité thermique du sol	0.0561	(m²/jour)
k_c conductivité thermique du coulis	2.6	(W/m°C)
d diamètre du forage	0.152	(m)
H profondeur du forage	100	(m)
<i>ConfigurationForage</i> (voir figure 4.2)	2 (1U = 2 tubes) Configuration B	
<i>TypeTubes</i> (voir tableau 4.1)	2 (1" SDR 11)	
k_t conductivité thermique des tuyaux	0.42	W/m°C
k_f conductivité thermique du fluide caloporteur	0.49	W/m°C
ρ_f masse volumique du fluide caloporteur	1022	
Cp_f chaleur spécifique du fluide caloporteur	3960	
μ_f viscosité dynamique du fluide caloporteur	$855 \cdot 10^{-6}$	Ns/m²
$T_{s, NP}$ température du sol non perturbé	10	°C
$T_{s, ini}$ température initiale du sol	10	°C
<i>Débit</i> débit de fluide dans le capteur	0.17	l/s

La première partie du tableau 5.5 présente les résultats de simulations pour X_d , X_w et X_m fixes à 24, 168 et 720 heures et X_h variable. Ces résultats sont reproduits à la figure 5.6 où on peut constater que les résultats cessent de s'améliorer de façon rapide (la pente devient plus faible) après 12 heures dans certains cas et 24 heures dans d'autres. Puisque le but est de minimiser le nombre d'heures conservées, la période non agrégée est fixée à 12 heures ($X_h=12$) puisqu'on sait que cette valeur est près de l'optimum. La seconde partie du tableau 5.5 présente les résultats de simulations avec $X_h=12$, $X_w=168$ et $X_m=720$. Ces derniers montrent clairement qu'une période journalière de 48 heures ($X_d=48$) procure le plus petit écart maximal. De la même manière, la troisième partie du tableau montre que $X_w=168$ est la valeur qui réduit le plus l'écart maximal avec le cas de base. Dans la quatrième partie les résultats pour les deux profils sont en désaccord : en effet, $X_m=720$ procure un écart maximal avec le cas de base plus faible pour le profil

asymétrique réel alors que $X_m = 360$ procure l'écart le plus faible pour le profil symétrique synthétique. Encore une fois, puisque le but est de réduire le nombre de valeurs conservées en mémoire, la valeur $X_m = 360$ est retenue. On obtient donc les durées des périodes pour ces conditions : $X_h - X_d - X_w - X_m = 12-48-168-360$.

Tableau 5.5 Simulations pour l'optimisation des périodes d'agréations

X	Écart Max (°C) Asymétrique réel 1 an	Écart Max (°C) Asymétrique réel 10 ans	Écart Max (°C) Symétrique synthétique 1 an	Écart Max (°C) Symétrique synthétique 10 ans
Première partie : Simulations $X_h - X_d - X_w - X_m = X_h - 24 - 168 - 720$				
$X_h = 2$	1.12	1.57	1.86	1.86
$X_h = 6$	0.92	1.35	1.30	1.30
$X_h = 12$	0.84	1.18	1.03	1.03
$X_h = 24$	0.76	1.09	0.85	0.85
$X_h = 48$	0.63	1.08	0.70	0.70
$X_h = 96$	0.56	1.01	0.58	0.58
Deuxième partie : Simulations $X_h - X_d - X_w - X_m = 12 - X_d - 168 - 720$				
$X_d = 24$	0.84	1.18	1.03	1.03
$X_d = 48$	0.79	1.13	0.77	0.77
$X_d = 96$	1.04	1.28	1.01	1.01
Troisième partie : Simulations $X_h - X_d - X_w - X_m = 12 - 48 - X_w - 720$				
$X_w = 84$	0.92	1.19	1.02	1.02
$X_w = 168$	0.79	1.13	0.77	0.77
$X_w = 336$	1.28	1.28	0.97	0.97
Quatrième partie : Simulations $X_h - X_d - X_w - X_m = 12 - 48 - 168 - X_m$				
$X_m = 360$	1.02	1.49	0.68	0.68
$X_m = 720$	0.79	1.13	0.77	0.77
$X_m = 1440$	1.17	1.17	0.80	0.80

N.B. Écart max entre les températures du fluide calculées avec le schémas d'agréation et le cas de base

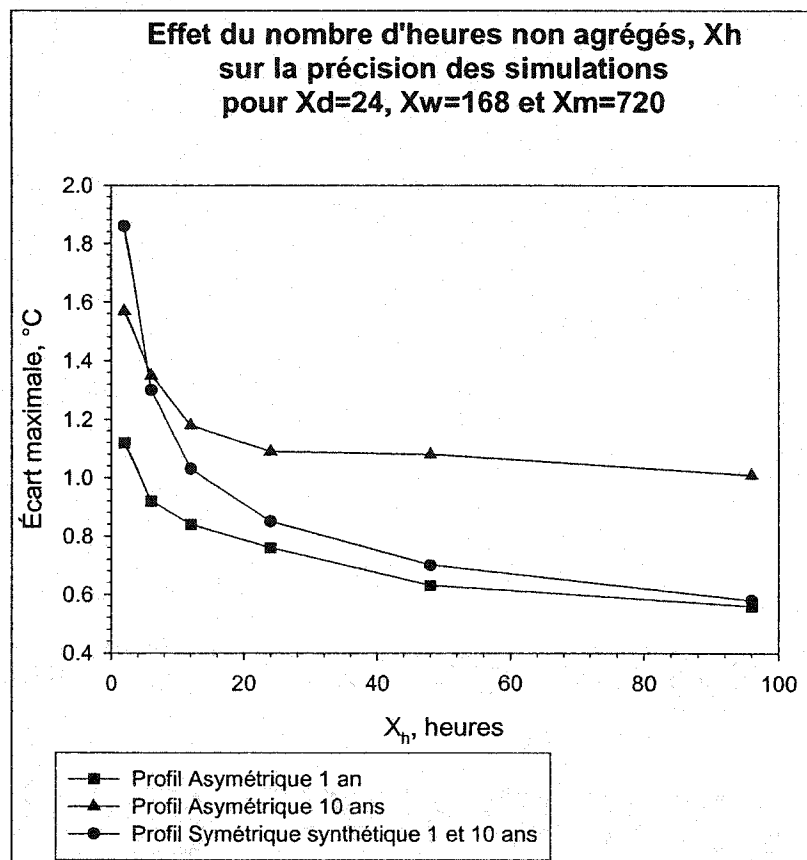


Figure 5.6 Effet du nombre d'heures non agrégées

On remarque dans le tableau 5.5 que les écarts maximums rencontrés pour les simulations d'un an utilisant le profil symétrique synthétique sont identiques à ceux rencontrés pour les simulations de 10 ans. Cela est dû au fait que le profil est symétrique et que les températures obtenues évoluent très peu d'une année à l'autre.

CHAPITRE 6

INTÉGRATION DE L'ALGORITHME

Tel que mentionné à la section 1.3.2, le modèle est intégrée aux outils de dimensionnement du professeur Bernier (2000) dans l'environnement EES (Klein, 2002). Il est également intégré aux logiciels de simulation énergétique CA-SIS et ESP-r dans le cadre de travaux pour EDF (Électricité De France) et CANMET (Ressources Naturelles Canada). La version intégrée dans CA-SIS sert d'ailleurs à effectuer les simulations utilisées pour valider le modèle au chapitre 7. Cette section présente brièvement les particularités de chacun de ces environnements et les principales étapes de l'intégration de l'algorithme.

6.1 Intégration dans EES

L'environnement EES (Klein, 2002), Engineering Equation Solver, est un solveur d'équations permettant d'intégrer des propriétés physiques et des fonctions mathématiques aux systèmes d'équations à résoudre. L'environnement offre aussi des possibilités de programmation telles que les boucles de répétitions et les procédures et fonctions. Il est également possible de faire appel à des procédures externes programmées et compilées dans des langages usuels tels que le C et le Fortran.

6.1.1 Intégration d'une procédure externe dans EES

Pour rendre une procédure externe utilisable à partir de EES, il suffit de compiler celle-ci en format '.dll' (dynamic link library), renommer le fichier résultant en utilisant l'extension '.fdl' et le copier dans le sous répertoire 'Userlib' du répertoire où est installé EES. La routine externe reçoit son appel dans le format suivant :

SUBROUTINE Nom(S,MODE,NINPUTS,INPUTS,NOUTPUTS,OUTPUTS)

où :

- Nom est le nom de la routine
- S est une chaîne de caractères utilisée pour la transmission de messages
- INPUTS est un vecteurs de NINPUTS nombres contenant les entrées
- OUTPUTS est un vecteurs de NOUTPUTS nombres contenant les sorties

La routine externe lis les données du vecteur INPUTS, effectue ses calculs et écrit les résultats dans le vecteur OUTPUTS. L'appel de la routine dans EES se fait ainsi :

CALL Nom(In1, In2,..., InN : Out1, Out2, ..., OutM)

où :

- Les In1...InN (les données situées avant le ':') sont les entrées de la routine externe (le vecteur INPUTS) et N = NINPUTS
- Les Out1..OutM (les données situées après le ':') sont les sorties de la routine externe (le vecteur OUTPUTS) et M = NOUTPUTS

Il est possible de sélectionner directement la procédure externe en utilisant la commande 'Option'/'Function Info'/'External routines' dans les menus de EES tel que montré à la figure 6.1. Pour plus d'informations sur l'intégration de routines externes, le lecteur est référé à l'aide en ligne ainsi qu'aux exemples fournis avec le logiciel EES.

6.1.2 Intégration aux outils de dimensionnement

L'intégration à l'environnement EES est faite dans le but de compléter les outils de dimensionnement, c'est à dire évaluer T_p dans l'équation 1.22. Donc, seuls les calculs des températures du sol et de la pénalité de température due à l'interférence thermique entre capteurs, vus au chapitre 3, sont intégrés.

La procédure résultante dans EES est nommée Borefield. Son appel dans l'environnement EES est décrit à la figure 6.1. La procédure externe reçoit les données du calcul énoncées au tableau 6.1. Elle retourne 10 valeurs de température moyenne du sol, TMOY, et de température moyenne à la paroi des forages, TPAR, à différents temps selon les relations:

$$TMOY_i = TMOY(i \times TEMPS/10) \quad (6.1)$$

$$TPAR_i = TPAR(i \times TEMPS/10) \quad (6.2)$$

Elle retourne également les températures maximale et minimale rencontrées dans le champ de capteurs ainsi qu'un indicateur de convergence utilisé pour évaluer si le calcul numérique se déroule bien.

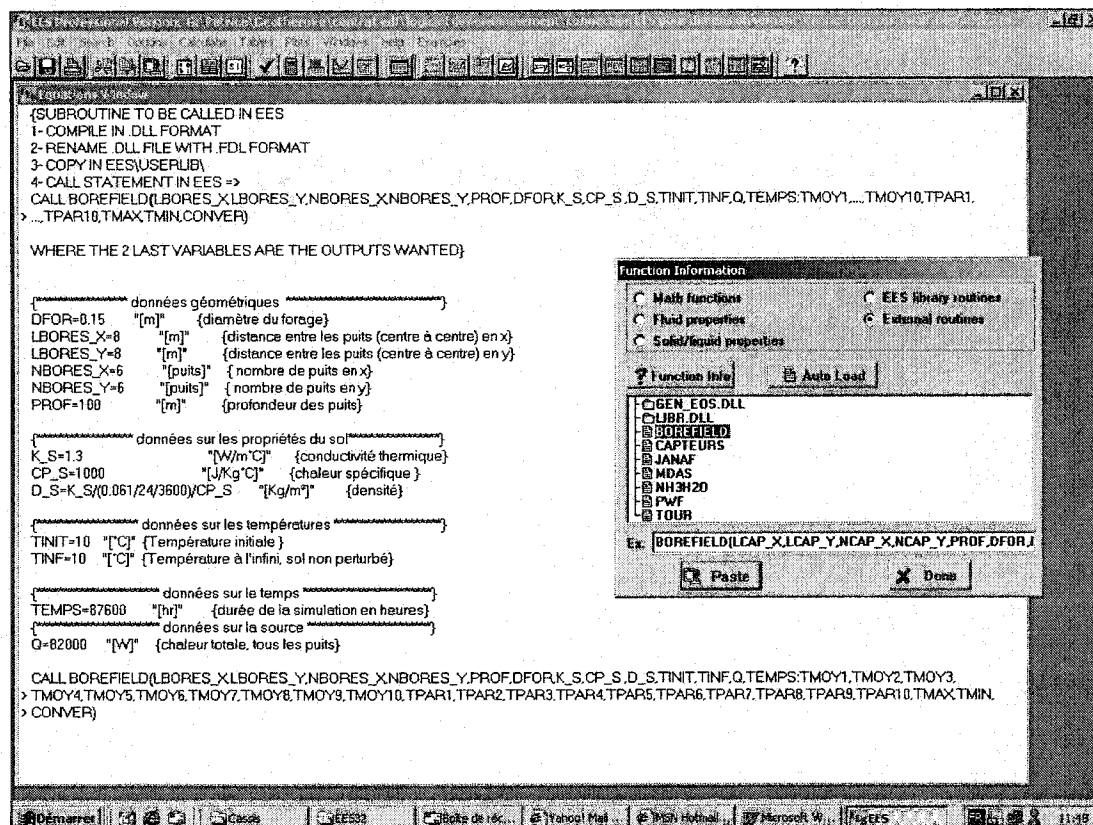


Figure 6.1 Procédure Borefield intégrée dans l'environnement EES

Tableau 6.1 Entrées de la procédure externe Borefield dans EES

Nom de la variable	Unités	Description
k_s	W/m°C	Conductivité thermique du sol
Cp_s	J/kg°C	Chaleur spécifique du sol
D_s	kg/m³	Masse volumique du sol
$Dfor$	m	Diamètre des forages
$LBORES_X$	m	Distance centre à centre entre les forages en X
$LBORES_Y$	m	Distance centre à centre entre les forages en Y
$NBORES_X$		Nombre de capteurs en X
$NBORES_Y$		Nombre de capteurs en Y
$PROF$	m/forage	Profondeur des forages
$TINIT$	°C	Température initiale
$TINF$	°C	Température du sol non perturbé
$TEMPS$	heures	Durée de la simulation
Q	W	Chaleur rejetée dans le champ de capteurs

Pour obtenir la pénalité de température due à l'interférence thermique, il faut d'abord faire appel à cette routine en utilisant l'agencement du champ complet ($NBORES_X \times NBORES_Y$) puis y faire à nouveau appel en utilisant un agencement d'un seul capteur (1×1) et soustraire la seconde valeur $TPAR10$ calculée de la première tel qu'indiqué à l'équation 3.11. On obtient donc :

$$T_p = TPAR10(NBORES_X, NBORES_X) - TPAR10(1,1) \quad (6.3)$$

6.1.3 Pertinence de ce travail

Bernier et Pinel (2001) ont effectué le dimensionnement d'un champ de capteurs à partir de l'équation 1.22 où la pénalité de température due à l'interférence thermique entre capteurs, T_p , est évaluée en utilisant la méthode des cylindres concentriques suggérée par Kavanaugh et Rafferty (1997) (voir section 1.2.2.6). La méthode des cylindres concentriques calcule une pénalité de température de 0.3°C pour les conditions rencontrées dans le cadre de ces travaux ce qui résulte en une longueur d'échange nécessaire de 13072 m.

La procédure externe Borefield décrite dans la présente section, appliquée aux mêmes conditions, calcule une pénalité de température de 5.3°C . Il en résulte une longueur d'échange de 8417 m. On observe donc un grand écart entre les deux méthodes pour les conditions rencontrées dans cet exemple.

En supposant que la méthode développée dans le cadre de ce travail procure des résultats valides, on peut affirmer que la méthode des cylindres concentriques comporte des faiblesses. Des réticences face à la validité de la théorie derrière la méthode des cylindres concentriques et des anomalies dans les résultats obtenus en l'utilisant ont déjà été exprimées à la section 1.2.2.6. De plus, puisque les résultats obtenus au chapitre 7 sont en bon accord avec ceux obtenus à l'aide de l'algorithme DST, on peut croire que la nouvelle méthode est effectivement valide. Le remplacement de la méthode des cylindres concentriques par la méthode développée dans le cadre des présents travaux est donc justifiée.

6.2 Intégration dans CA-SIS

CA-SIS est un environnement de simulation modulaire où les composantes de systèmes sont modélisées indépendamment et reliées pour former le système complet : ces

composantes peuvent être des données lues d'un fichier, des données météo, des bâtiments, des fournaies, des pompes à chaleur, etc... Chaque composante est modélisée par un code informatique programmé en langage Fortran et est représentée dans l'environnement CA-SIS par une icône. Chaque icône permet d'accéder aux données d'entrée et de sortie du modèle qu'elle représente. Un système complet est construit en plaçant tous les icônes requis dans l'environnement CA-SIS et en connectant les sorties des modèles aux entrées des autres. Lors de la simulation, les codes informatiques représentés par chaque composantes sont exécutés par un moteur de calcul central pour obtenir la solution.

6.2.1 Intégration d'un modèle dans CA-SIS

L'intégration dans CA-SIS requiert la création de trois fichiers. Le premier fichier est l'icône qui est un simple fichier de type 'bitmap' contenant une image représentative de la fonction du système modélisé.

Le second fichier est un fichier modèle qui porte l'extension '.res'. C'est dans ce fichier que sont définis les entrées et les sorties du modèle que l'utilisateur peut initialiser ou utiliser lorsqu'il accède au modèle (icône) dans l'environnement CA-SIS. Le format des fichiers modèles '.res' est décrit à la section 4.4 du guide de préconisation CA-SIS et un exemple est donné à l'annexe 7.8 de ce même document. Ce fichier '.res' doit être intégré à la bibliothèque de modèles CA-SIS ce qui est fait selon la procédure décrite aux sections 6.2 et 6.3 du guide de préconisation CA-SIS. Pour effectuer cette intégration, l'utilisateur doit passer en mode administrateur en accomplissant la procédure montrée à la section 6.7 du Manuel d'exploitation CA-SIS.

Le troisième fichier est le code informatique (la routine) qui lit les entrées, évalue le comportement du système simulé et retourne les résultats. L'appel d'une routine dans l'environnement CA-SIS se fait de la façon suivante :

SUBROUTINE TYPE_n (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO)

où :

TIME est le temps

XIN est un vecteur contenant les données d'entrée

OUT est un vecteur contenant les sorties

PAR est un vecteur contenant les paramètres

INFO est un vecteur contenant diverses informations sur la simulation dont les plus utiles sont :

INFO(7) indique le nombre d'itérations depuis le début du pas de temps

INFO(8) indique le nombre d'itérations depuis le début de la simulation

Il est donc possible, lorsque INFO(8) est inférieur à 2, de savoir que c'est la première itération de la simulation et effectuer les opérations qui ne doivent être faits qu'une fois au début de la simulation. De même, on effectue les opérations qui ne doivent l'être qu'au début de chaque pas de temps seulement lorsque la valeur de INFO(7) est 1. Cela évite de répéter inutilement des opérations et permet d'économiser ainsi beaucoup de temps.

Un tableau, le tableau s(), permet de conserver des données entre les itérations. CA-SIS fournit également des routines pour vérifier qu'il y a le bon nombre d'entrées, de sorties et de paramètres, allouer l'espace nécessaire au tableau s(), émettre des messages d'erreur et d'avertissement etc... Pour une description détaillée de la procédure de codage et un exemple, le lecteur est référé à la section 4.3 ainsi qu'aux annexes 7.3 et 7.4 du Guide de préconisation CA-SIS.

Une fois le codage du TYPE terminé, il faut reconstruire le noyau de calcul de CA-SIS. Pour cela, il faut simplement bâtir un projet contenant les fichiers appropriés ainsi que le

nouveau type et compiler ce projet pour générer le fichier exécutable 'k6_simu.exe'. Cette procédure est décrite en détails à la section 6.1 du guide de préconisation CA-SIS.

6.2.2 Intégration du modèle de capteurs enterrés verticaux dans CA-SIS

La figure 6.2 montre l'environnement CA-SIS dans lequel est situé l'icône créée dans le cadre de ce projet pour représenter le modèle de champ de capteurs enterrés verticaux aussi nommé le TYPE93 dans la terminologie de CA-SIS. La boîte de menu présente les entrées du modèle telles que décrite dans le fichier modèle ('.res'). Il est possible d'accéder à trois menus à partir de ce modèle : les entrées, les sorties et les paramètres (constantes). Puisque ce modèle doit pouvoir lire ses données dans un fichier provenant d'un autre logiciel, aucun paramètre n'est utilisé. Les entrées et sorties du modèle sont présentées au tableau 6.2.

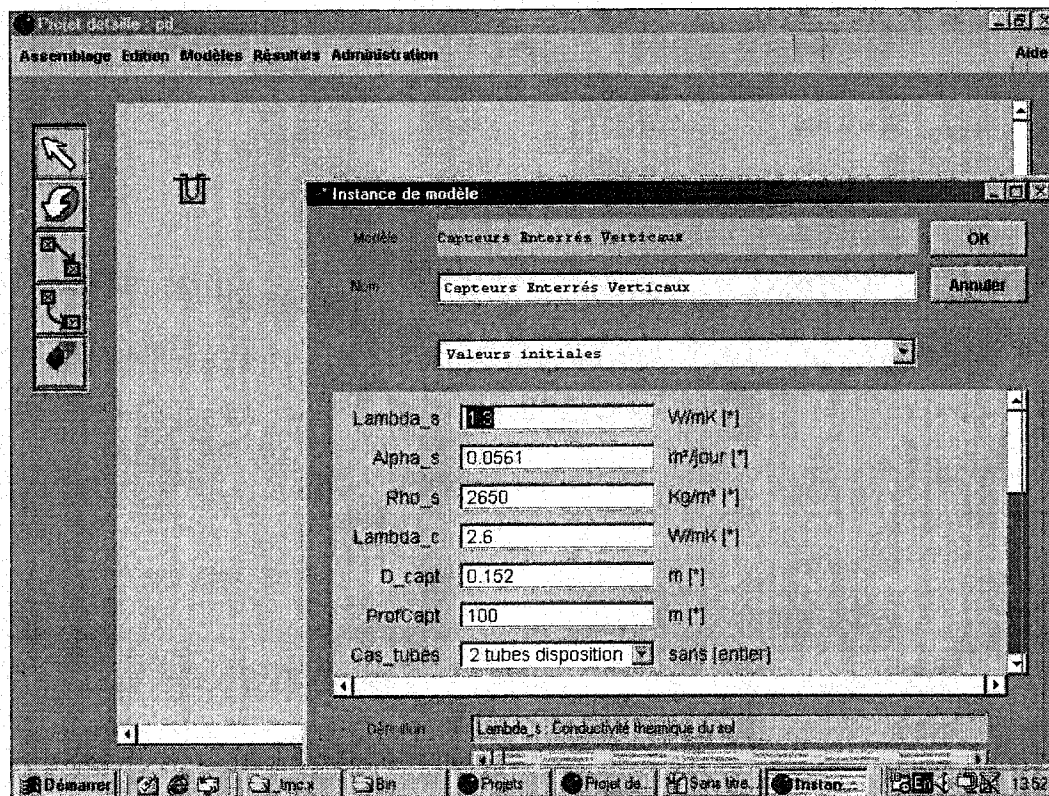


Figure 6.2 Modèle TYPE93 intégré dans CA-SIS

Tableau 6.2 Entrées et sorties du modèle CA-SIS (TYPE93)

Nom de la variable	Unités	Description
Entrées initialisées par l'utilisateur ou lues dans un fichier		
k_s	W/m°C	Conductivité thermique du sol
α_s	m²/jour	Diffusivité thermique du sol
ρ_s	Kg/m³	Masse volumique du sol
k_c	W/m°C	Conductivité thermique du coulis
D_{capt}	m	Diamètre de forage
$Prof_{Capt}$	m	Profondeur d'un forage
Cas_{tubes}		Disposition des tuyaux dans les forages (figure 4.2) 1 = 1 passage en U disposition A 2 = 1 passage en U disposition B 3 = 1 passage en U disposition C 4 = 2 passages en U disposition A 5 = 2 passages en U disposition B 6 = 2 passages en U disposition C
N_{capt_x}		Nombre de capteurs en X
N_{capt_y}		Nombre de capteurs en Y
L_{capt_x}	m	Distance entre 2 capteurs en X
L_{capt_y}	m	Distance entre 2 capteurs en Y
$TypeTubes$		Type de tuyaux utilisés (tableau 4.1)
k_t	W/m°C	Conductivité thermique des tuyaux
k_f	W/m°C	Conductivité thermique du fluide
ρ_f	Kg/m³	Masse volumique du fluide
Cp_f	J/Kg°C	Chaleur spécifique du fluide
μ_f	Kg/ms	Viscosité dynamique du fluide
Ts_{NP}	°C	Température du sol non perturbé (à l'infini)
Ts_{init}	°C	Température initiale du sol
Entrées provenant d'un autre modèle CA-SIS ou initialisées par l'utilisateur		
$Debit$	l/s	Débit de fluide caloporteur dans le champ de capteur
$Charge_s$	W	Charge au sol: Chaleur extraite du sol au temps simulé
Sorties		
T_{fluide_so}	°C	Température du fluide caloporteur à la sortie du champ de capteurs
T_{fluide_en}	°C	Température du fluide caloporteur à l'entrée du champ de capteurs
$Debit$	L/s	Débit de fluide caloporteur dans le champ de capteur
Ts	°C	Température moyenne du sol dans le champ de capteurs
Rc	°Cm/W	Résistance thermique entre le fluide et la paroi du forage
Re		Nombre de Reynolds de l'écoulement dans les tuyaux
Tm	°C	Température moyenne à la paroi des forages
Tp	°C	Pénalité de température due à l'interférence thermique

Le code informatique permettant d'évaluer le comportement du champ de capteurs enterrés est résumé à la figure 6.3.

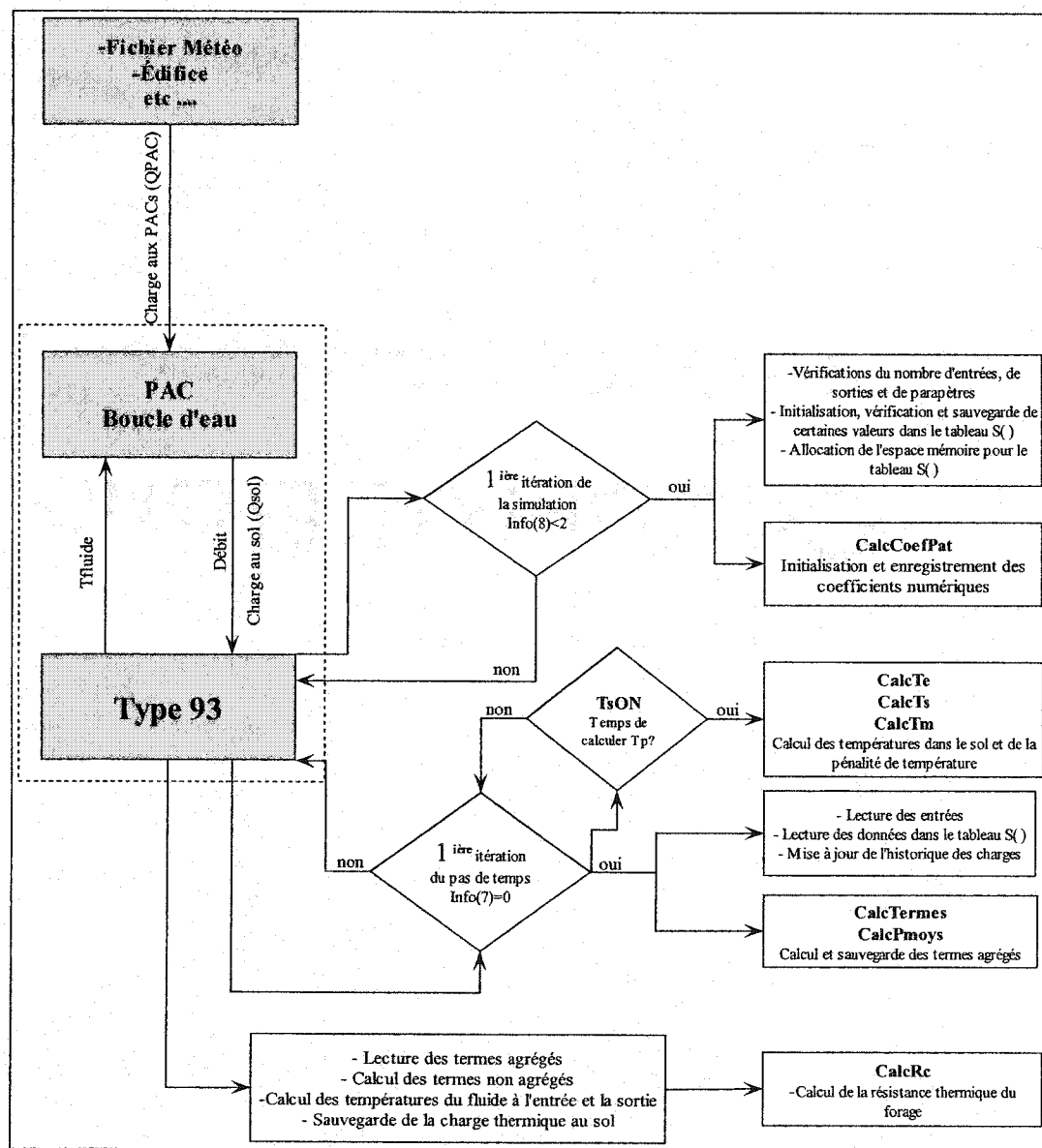


Figure 6.3 Schémas du code informatique du TYPE93 sous CA-SIS

On peut considérer que le TYPE93 effectue trois séries d'opérations. La première série est effectuée à la première itération (INFO(8)<2) de la simulation et consiste surtout à initialiser et enregistrer des variables, effectuer des tests et émettre des messages d'erreurs lorsque ces tests sont négatifs, réserver l'espace mémoire nécessaire, etc... La seconde série d'opération est effectuée à la première itération d'un pas de temps. Elle consiste à gérer l'historique des charges thermiques, évaluer les termes agrégés de l'équation 5.1, vérifier si le temps est venu d'évaluer la pénalité de température (T_p) et, le cas échéant, évaluer numériquement les températures dans le sol et T_p . La troisième série est effectuée à chaque itération. Elle consiste à évaluer la résistance thermique et les termes non agrégés de l'équation 5.1, résoudre l'équation 5.1 pour obtenir la température moyenne du fluide et évaluer les températures du fluide à l'entrée et la sortie du champ de capteurs à l'aide des relations 2.14 et 2.15. Cette troisième série d'opérations est répétée lors du processus itératif décrit au paragraphe suivant.

Un processus itératif entre le TYPE93 et le module PAC (Pompe à Chaleur) est indiquée par un trait pointillé sur le schéma. Il est dû au fait que le COP des pompes à chaleur, et donc la quantité de chaleur qu'elles rejettent/puisent dans le sol, dépend de la température du fluide à l'entrée des PACs qui est calculée par le TYPE93. La capacité des pompes à chaleur est aussi dépendante de la température du fluide. La température du fluide à la sortie du champ de capteurs (entrée des PACs) dépend de la chaleur rejetée/puisée du sol et du débit. Le problème est donc itératif.

6.2.3 Validation du TYPE93 dans CA-SIS

Le TYPE93 dans CA-SIS est utilisé pour valider le modèle au chapitre 7. Cette validation démontre que les résultats du modèle sont en très bon accord avec le modèle DST (Hellström, 1991), considéré comme une référence en modélisation du comportement de capteurs enterrés verticaux. De plus, le modèle est soumis à plusieurs

tests requis par EDF. Puisque tous ces tests ont été réussis (Bernier et Pinel 2002), on peut affirmer que l'intégration est un succès.

6.3 Intégration dans ESP-r

ESP-r est un logiciel de simulation de bâtiments développé par l'Université Strathclyde en Écosse. Il est surtout utilisé à des fins de recherche. Il est entre autre utilisé par Ressources Naturelles du Canada (CANMET) qui développe plusieurs modèles de composantes de systèmes CVC pour les incorporer à ESP-r. C'est dans le cadre de ces travaux que le modèle développé dans le présent travail est intégré à ESP-r.

6.3.1 Code source de la modélisation du champ de capteurs sous ESP-r

La structure de ESP-r étant différente de celle de CA-SIS, plusieurs modifications sont apportées à la structure du modèle de champs de capteurs enterrés verticaux. On peut constater ces changements à la figure 6.4. Il est à noter que le modèle de champs de capteurs enterrés s'appelle GCEP (Ground Coupling Ecole Polytechnique) dans ESP-r. Les trois principales routines ESP-r qui contrôlent le modèle GCEP sont :

- ERSYS détecte la présence d'un fichier de données GCEP et active l'indicateur de présence du modèle GCEP le cas échéant (igcep=1). Elle appelle la routine GCEPINPUT qui lit le fichier de données GCEP et emmagasine ces données dans le module GCEP_module où elles sont accessibles par tout le modèle.
- HVACSIM compile les besoins des zones régulées par les différents systèmes CVC, transfère ces besoins aux routines qui modélisent ces systèmes, évalue la consommation des diverses composantes des systèmes et fait appel aux routines qui compilent les résultats et les enregistrent. Pour le système GCEP, cette routine fait appel à la routine GCEP_load qui additionne les charges à chaque pas de temps pour obtenir la charge moyenne à chaque heure.

- MZNUMA appelle les routines modélisant les systèmes CVC. Cette routine fait appel à chaque heure à la routine GCEP_SIM qui contrôle la modélisation du champ de capteurs (le modèle GCEP).

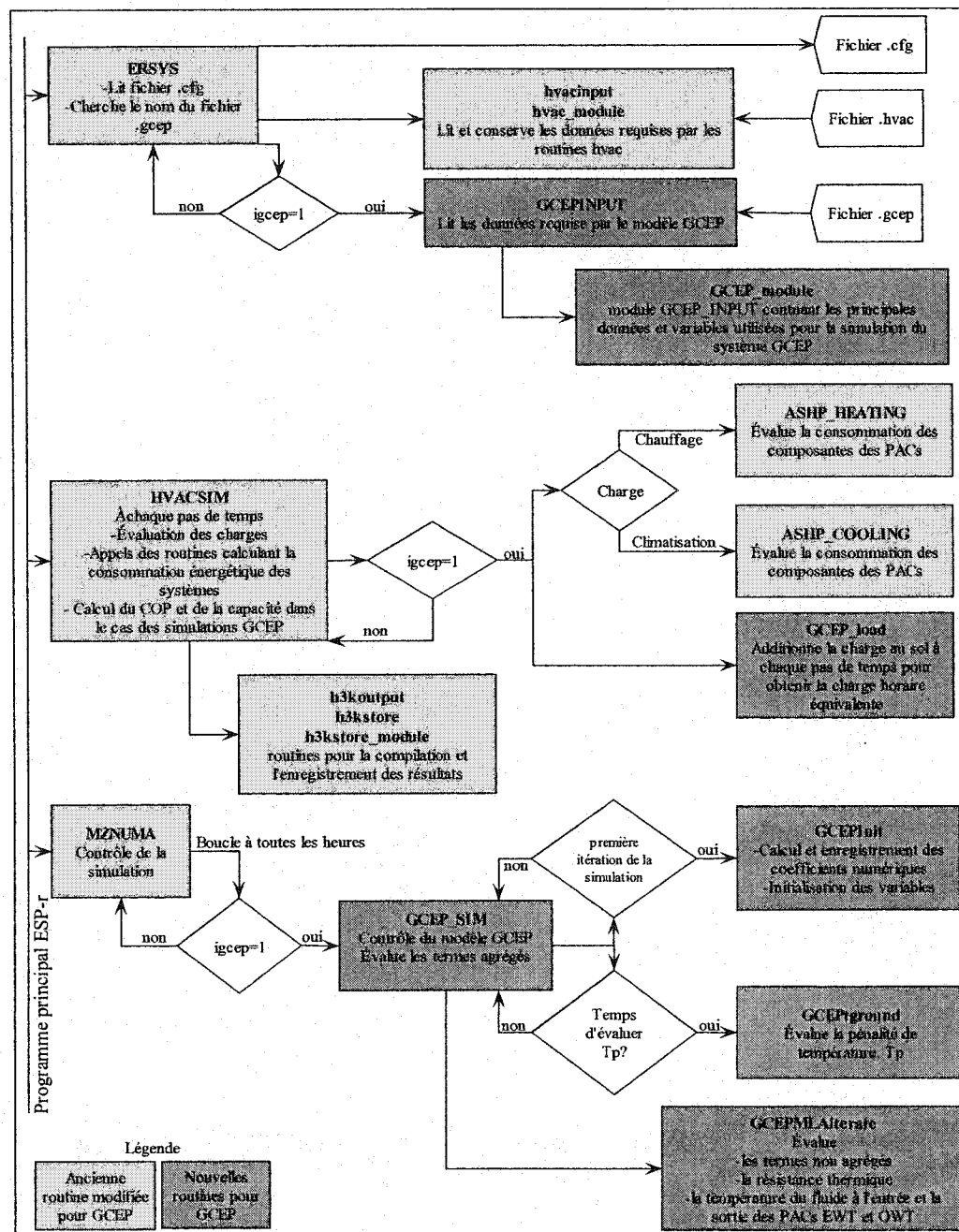


Figure 6.4 Schémas du code informatique du modèle GCEP sous ESP-r

Plusieurs modifications ont dû être apportées au code source d'ESP-r. Certains fichiers dont le code est modifié ont un fond gris pâle à la figure 6.4. Plusieurs fichiers qui ne sont pas montrés sur la figure sont également modifiés. Une description complète des fichiers modifiés ainsi que des modifications effectuées se trouve à l'annexe E.

Il est à noter qu'il n'y a pas de processus itératif dans le modèle GCEP comme pour le TYPE93 sous CA-SIS. Cela est dû à la structure des systèmes CVC sous ESP-r qui se fait à l'aide d'une boucle des zones du bâtiment. Pour intégrer le processus itératif, il faudrait répéter le calcul des zones à chaque itération car chacune d'entre elle est servie par un système dont le COP peut être différent de celui des autres zones. L'intégration de ces calculs à un processus itératif résulterait en un programme plutôt lourd.

Le COP et la capacité de chaque système sont donc évalués en utilisant la température du fluide à l'entrée au temps précédent. Puisque cette température ne varie pas de façon suffisante d'une heure à l'autre pour influencer le COP et la capacité de façon significative, l'influence sur les résultats est faible.

Par contre, l'infrastructure permettant de facilement intégrer ce processus itératif est en place. La routine GCEP_SIM effectue les opérations qui ne doivent être faites qu'une fois à chaque heure alors que la routine GCEP_MLAiterate effectue les opérations nécessaires pour compléter une itération. Il est donc possible d'effectuer des itérations entre GCEP_MLAiterate et un modèle de pompes à chaleur si le besoin s'en fait sentir.

6.3.2 Format du fichier de données du modèle GCEP

Le fichier de données GCEP porte l'extension '.gcep'. Il ne contient que des valeurs numériques. Chaque ligne correspond à des données qui ont un trait commun et les valeurs sont placées les unes à la suite des autres sur les lignes avec des espaces pour les séparer. Le tableau 6.3 décrit la position de chaque variable dans le fichier.

Tableau 6.3 Format des fichiers de données GCEP

Position sur la ligne	Nom de la variable	Unités	Description
1^{ière} ligne : Propriétés du sol			
1	k_s	W/m°C	Conductivité thermique du sol
2	α_s	m²/jour	Diffusivité thermique du sol
3	ρ_s	Kg/m³	Masse volumique du sol
2^{ème} ligne : Propriétés du coulis			
1	k_g	W/m°C	Conductivité thermique du coulis
3^{ème} ligne : Dimensions du forage			
1	D_{bore}	m	Diamètre de forage
2	$Depth_{bore}$	m	Profondeur d'un forage
4^{ème} ligne : Agencement du champ de capteurs			
1	N_{bor_x}		Nombre de capteurs en X
2	N_{bor_y}		Nombre de capteurs en Y
3	L_{bor_x}	m	Distance entre 2 capteurs en X
4	L_{bor_y}	m	Distance entre 2 capteurs en Y
4^{ème} ligne : Agencement des tuyaux			
1	$Tube_Case$		Disposition des tuyaux dans les forages (figure 4.2) 1 passage en U 1 = disposition A, 2 = disposition B, 3 = disposition C 2 passages en U 4 = disposition A, 5 = disposition B, 6 = disposition C
2	$TypeTubes$		Type de tuyaux utilisés (tableau 4.1)
3	k_t	W/m°C	Conductivité thermique des tuyaux
4	$pipe_length$	m	Longueur totale de tuyaux dans le système
5^{ème} ligne : Propriétés du fluide			
1	k_f	W/m°C	Conductivité thermique du fluide
2	ρ_f	Kg/m³	Masse volumique du fluide
3	Cp_f	J/Kg°C	Chaleur spécifique du fluide
4	μ_f	Kg/ms	Viscosité dynamique du fluide
6^{ème} ligne : Températures de référence			
1	Tg_{ND}	°C	Température du sol non perturbé (à l'infini)
2	Tg_{init}	°C	Température initiale du sol

6.3.3 Vérification de l'intégration du modèle GCEP

L'intégration du modèle GCEP est vérifiée en effectuant une simulation dans ESP-r et en comparant les températures prédites à celles calculées par le TYPE93 dans CA-SIS pour les mêmes conditions. Ces conditions sont présentées au tableau 6.4. Les charges thermiques au sol sont calculées par ESP-r pour un bâtiment situé dans la région d'Ottawa. Le profil obtenu est présenté dans la partie du bas de la figure 6.5.

Tableau 6.4 Données utilisées pour la vérification du modèle GCEP

Nom de la variable	Valeur	Unités	Description
k_s	1.3	W/m°C	Conductivité thermique du sol
α_s	0.0561	m²/jour	Diffusivité thermique du sol
ρ_s	1021	Kg/m³	Masse volumique du sol
k_g	2.6	W/m°C	Conductivité thermique du coulis
D_{bore}	0.152	m	Diamètre de forage
$Depth_{bore}$	100	m	Profondeur d'un forage
N_{bor_x}	3		Nombre de capteurs en X
N_{bor_y}	3		Nombre de capteurs en Y
L_{bor_x}	8	m	Distance entre 2 capteurs en X
L_{bor_y}	8	m	Distance entre 2 capteurs en Y
$Tube_Case$	2		Disposition des tuyaux dans les forages (figure 4.2)
$TypeTubes$	2		Type de tuyaux utilisés (tableau 4.1)
k_t	0.42	W/m°C	Conductivité thermique des tuyaux
$pipe_length$	1800	m	Longueur totale de tuyaux dans le système
k_f	0.49	W/m°C	Conductivité thermique du fluide
ρ_f	1022	Kg/m³	Masse volumique du fluide
Cp_f	3960	J/Kg°C	Chaleur spécifique du fluide
μ_f	855×10^{-6}	Kg/ms	Viscosité dynamique du fluide
Tg_{ND}	10	°C	Température du sol non perturbé (à l'infini)
Tg_{init}	10	°C	Température initiale du sol

La partie du haut de la figure 6.5 présente les températures du fluide calculées à la sortie des capteurs. Les deux intégrations du modèle présenté dans ce travail, GCEP et TYPE93, prédisent exactement les mêmes températures. On peut donc dire que l'intégration du modèle GCEP est réussie.

Un autre modèle de capteurs enterrés verticaux est intégré à ESP-r. Celui-ci, nommé GSHP (Ground Source Heat Pump), est basé sur la méthode de Hart et Couvillion (1986). Il ne tient pas compte de l'interférence thermique entre capteurs et évalue les températures à tous les jours (24 heures). Puisque les charges thermiques sont relativement faibles sur les 9 capteurs, l'interférence thermique n'a pas une influence importante et une comparaison entre les deux modèles (GCEP et GSHP) est pertinente. Les températures calculées par le modèle GSHP sont présentées sous forme de triangles à la figure 6.5. Ces températures étant en bon accord avec celles calculées par le modèle GCEP, on peut croire que celui-ci procure des résultats valides.

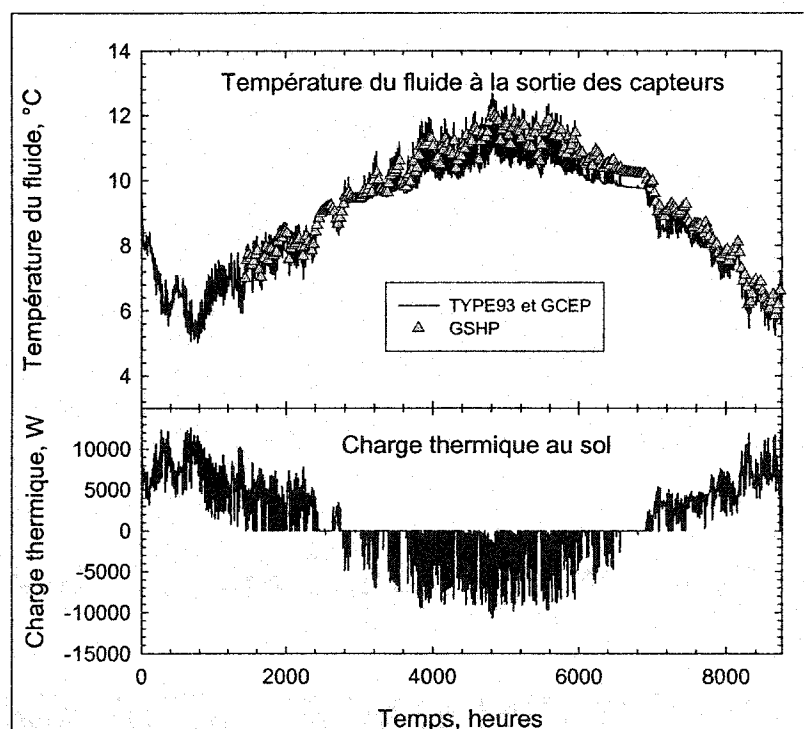


Figure 6.5 Vérification de l'intégration du modèle GCEP

CHAPITRE 7

VALIDATION

L'algorithme développé dans le cadre de ce travail est validé en comparant les résultats obtenus en effectuant des simulations d'une durée de 10 ans à l'aide du modèle implanté dans CA-SIS, appelé TYPE93, aux résultats de simulations utilisant l'algorithme DST (section 1.2.3.1) implanté dans TRNSYS. L'algorithme DST a été validé et utilisé à de nombreuses reprises (Thornton et al. 1997, Lemire 1999). Il a de plus été utilisé comme étalon pour la validation de plusieurs outils de simulation et de design (Shonder et al. 2000).

L'algorithme DST est conçu pour évaluer le comportement de champs de capteurs destinés à emmagasiner l'énergie dans le sol. Les champs de capteurs de ce type ont des configurations compactes de formes souvent rondes ou carrées. L'utilisateur de l'algorithme DST spécifie un volume et une profondeur du champ ainsi que le nombre de capteurs. L'algorithme place automatiquement les capteurs dans un cylindre ayant le volume spécifié. Il n'est donc pas possible de simuler des configurations en ligne (1×5 , $1 \times 10 \dots$), souvent utilisées pour disperser l'énergie, à l'aide de l'algorithme DST.

Cette analyse se limite donc à l'étude de deux configurations de champs. La première consiste en un seul capteur. Puisqu'il n'y a qu'un seul capteur, il n'y a pas d'interférence thermique entre les capteurs et la méthode consiste à appliquer la méthode de la source de chaleur cylindrique (chapitre 2) uniquement. La méthode de la source de chaleur cylindrique est utilisée depuis longtemps et est reconnue être valide malgré quelques limites dues au fait qu'elle procure des solutions unidimensionnelles. La comparaison devrait également permettre de vérifier le calcul des résistances thermiques (chapitre 4) et la précision de l'algorithme d'agrégation multiple (chapitre 5).

La seconde configuration étudiée est un champ carré de 6×6 capteurs qui devrait permettre d'évaluer le comportement du nouvel algorithme (TYPE93), incluant la méthode développée pour évaluer la pénalité de température due à l'interférence thermique entre capteurs (chapitre 3), lorsque la chaleur est emmagasinée dans le sol. La méthode utilisée pour évaluer les températures dans le sol a déjà été partiellement validée au chapitre 3. Ces comparaisons avec l'algorithme DST devraient permettre de terminer la validation du calcul des températures dans le sol et d'évaluer la précision du calcul de la pénalité de température due à l'interférence thermique entre capteurs.

7.1 Résultats pour un seul capteur

Les données utilisées pour effectuer les simulations pour un seul capteur sont présentées au tableau 7.1. Il est à noter que, puisqu'il n'y a qu'un seul forage, la distance entre les forages (L_{capt_x} , L_{capt_y}) n'est pas importante. Les données utilisées pour reproduire ces simulations avec l'algorithme DST sont présentées à l'annexe F.

Tableau 7.1 Données des simulations pour un seul capteur

Nom de la variable	Valeur	Unités	Description
k_s	1.3	W/m°C	Conductivité thermique du sol
α_s	0.0561	m²/jour	Diffusivité thermique du sol
k_c	2.6	W/m°C	Conductivité thermique du coulis
D_{capt}	0.152	m	Diamètre de forage
$ProfCapt$	100	m	Profondeur d'un forage
Cas_tubes	2		Disposition des tuyaux (tableau 6.2) et figure 4.2)
N_{capt_x}	1		Nombre de capteurs en X
N_{capt_y}	1		Nombre de capteurs en Y
L_{capt_x}	NA	m	Distance entre 2 forages en X

Tableau 7.1 Données des simulations pour un seul capteur (suite)

Nom de la variable	Valeur	Unités	Description
<i>L_capt_y</i>	NA	m	Distance entre 2 forages en Y
<i>TypeTubes</i>	2		Type de tuyaux utilisés (tableau 4.1)
<i>k_t</i>	0.42	W/m°C	Conductivité thermique des tuyaux
<i>k_f</i>	0.49	W/m°C	Conductivité thermique du fluide
<i>Rho_f</i>	1022	kg/m³	Masse volumique du fluide
<i>Cp_f</i>	3960	J/kg°C	Chaleur spécifique du fluide
<i>Mu_f</i>	855×10^{-6}	kg/ms	Viscosité dynamique du fluide
<i>Ts_NP</i>	10	°C	Température du sol non perturbé (à l'infini)
<i>Ts_init</i>	10	°C	Température initiale du sol
<i>Debit</i>	0.17	l/s	Débit total de fluide caloporteur

7.1.1 Influence du profil de charges thermiques

Quatre profils de charges thermiques sont étudiés. Ceux-ci sont présentés en détails à l'annexe D. De ces quatre profils, deux, qu'on nommera profils réels dans le reste du texte, proviennent de simulations énergétiques du comportement d'un bâtiment. Les deux autres, qu'on nommera profils synthétiques, sont obtenus à partir d'une équation. Chacun de ces duos est constitué d'un profil symétrique dans lequel les besoins en chauffage et en climatisation sont équilibrés et d'un profil asymétrique dans lequel les besoins en climatisation dominent ce qui résulte en une accumulation de chaleur dans le sol. Ces profils ont des intensités différentes ce qui permet d'étudier plusieurs conditions sans modifier les propriétés physiques et/ou la configuration du champ de capteurs.

Les résultats pour le profil de charges thermiques asymétrique réel sont présentés aux figures 7.1 et 7.2. Il est à noter que, vu les faibles écarts observés, il serait difficile de différencier des courbes présentant les températures obtenues à l'aide des deux

algorithmes sur un même graphique. Pour cette raison, une seule courbe de température est présentée dans la partie du bas de la figure 7.1. La partie du haut de la figure montre l'écart entre les températures calculées par les deux algorithmes.

La figure 7.1 montre un bon accord entre le TYPE93 et l'algorithme DST. En effet, on observe un écart maximal de 1.94°C entre les températures prédites à l'entrée du champ de capteurs. Puisqu'on observe des fluctuations d'environ 30°C entre les températures minimales et maximales du fluide, on peut dire que 1.94°C est un écart assez faible. Un tel écart est trop faible pour affecter les performances de pompes à chaleur et donc la consommation calculée lors de simulations énergétiques.

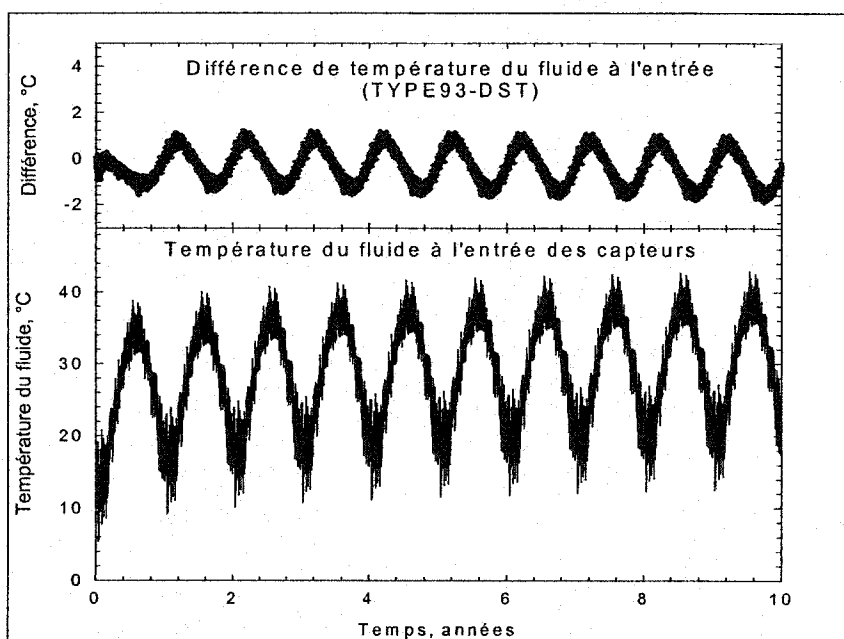


Figure 7.1 Comparaison DST vs TYPE93 pour un seul capteur soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques

La figure 7.2 montre l'évolution de la température du fluide sur une période de 20 heures dans le milieu de la dernière année. On peut constater que le TYPE93 suit très bien l'évolution prédite par l'algorithme DST, réagissant rapidement aux fluctuations de la charge thermique.

On obtient un écart RMS de 0.84 °C entre les températures calculées par les deux algorithmes. L'écart RMS est une bonne indication de l'écart moyen entre les deux méthodes sur toute la durée de la simulation. Il est obtenu à partir de la relation :

$$\dot{EcartRMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^t (T_{TYPE93}^i - T_{DST}^i)^2}{t}} \quad (7.1)$$

où : t est la durée de la simulation (heures)

T_{TYPE93}^i est la température calculée par le TYPE93 au temps i (°C)

T_{DST}^i est la température calculée par l'algorithme DST au temps i (°C)

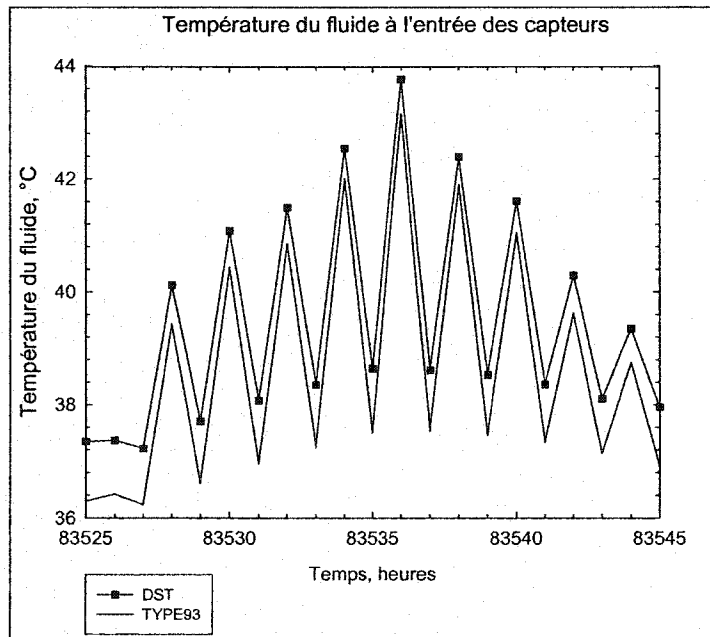


Figure 7.2 Comparaison DST vs TYPE93 pour un seul capteur soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques (vue rapprochée)

Les résultats des simulations pour les profils de charges thermiques symétrique réel, asymétrique synthétique et symétrique synthétique sont présentés aux figures 7.3 à 7.5.

Le tableau 7.2 résume les résultats des simulations utilisant les quatre profils de charges thermiques. Ces trois derniers profils sont moins sévères que le profil de charges asymétrique réel ce qui entraîne une moins importante montée de température du fluide. Il en résulte de plus petits écarts maximaux et RMS entre les deux algorithmes.

Tableau 7.2 Comparaisons DST vs TYPE93 pour un seul capteur

Profil de charge thermique	Écart maximal TYPE93-DST (°C)	Écart RMS (°C)
Asymétrique réel	1.94	0.84
Symétrique réel	1.13	0.33
Asymétrique synthétique	1.14	0.42
Symétrique synthétique	1.26	0.48

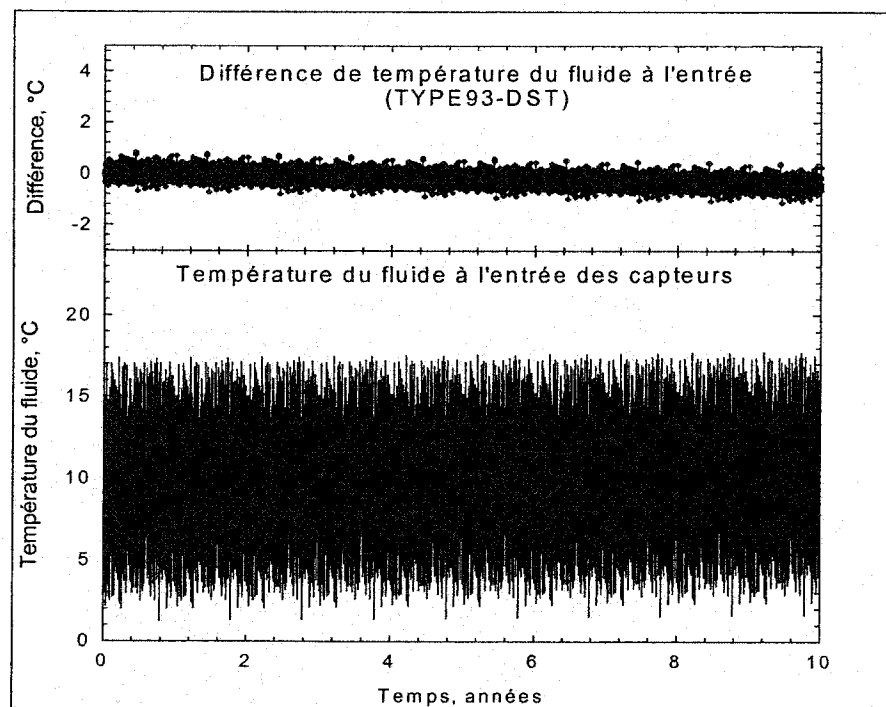


Figure 7.3 Comparaison DST vs TYPE93 pour un seul capteur soumis au profil symétrique réel de charges thermiques

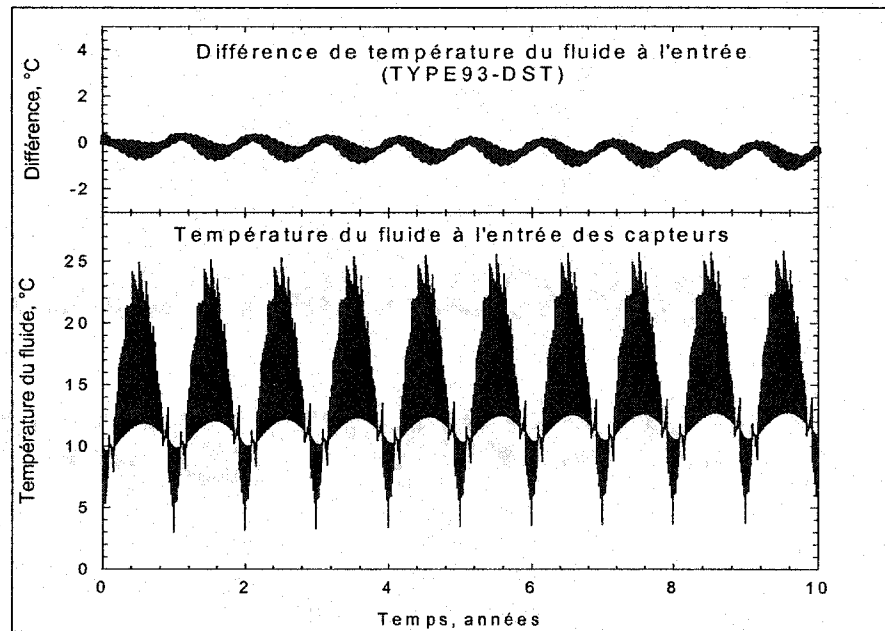


Figure 7.4 Comparaison DST vs TYPE93 pour un seul capteur soumis au profil asymétrique synthétique de charges thermiques

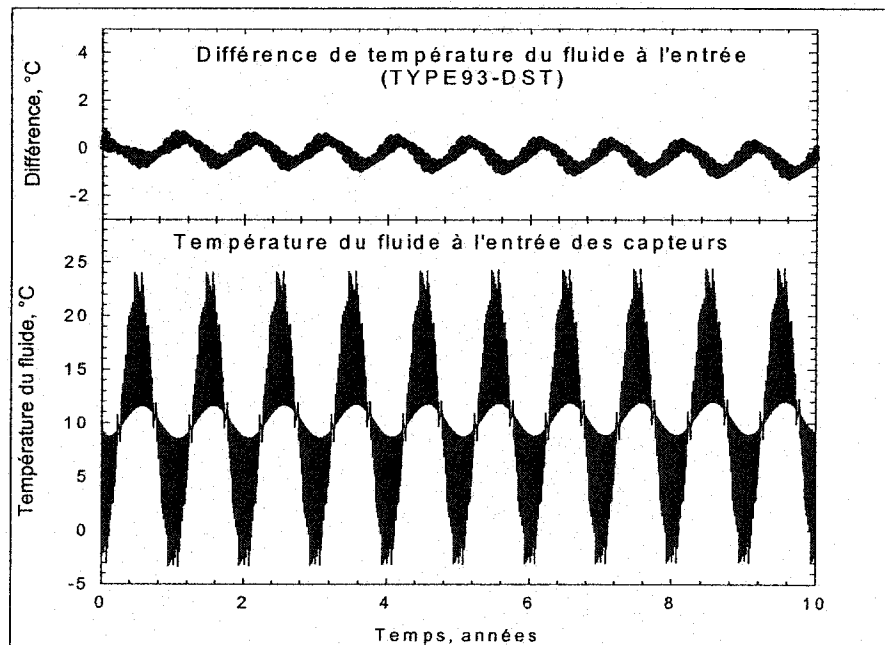


Figure 7.5 Comparaison DST vs TYPE93 Pour un seul capteur soumis au profil symétrique synthétique de charges thermiques

7.1.2 Influence du court-circuit thermique dans les forages

L'algorithme DST permet de tenir compte du transfert thermique entre les différents tuyaux présents dans un forage. Ainsi, pour un passage en U, le fluide qui descend dans un embranchement échange avec le fluide remontant dans l'autre provoquant un court-circuit thermique. Ce phénomène est plus important lorsque les tuyaux sont rapprochés les uns des autres (configuration A de la figure 4.2) et moins lorsqu'ils sont éloignés (configuration C de la figure 4.2). De plus, une conductivité thermique élevée du coulis favorisera le court-circuit thermique.

L'importance de ce phénomène est évaluée en utilisant l'agencement le plus courant, la configuration B de la figure 4.2. Les résistances thermiques entre le fluide et la paroi du forage calculées par l'algorithme DST pour un ($Cas_tubes=2$) ou deux ($Cas_tubes=4$) passages en U sont montrées au tableau 7.3. On peut constater que le phénomène a une influence importante sur la résistance thermique de l'agencement contenant deux passages en U. Cela peut s'expliquer par le fait que les deux passages en U provoquent plusieurs courts-circuits thermiques et que la conductivité thermique du coulis est relativement élevée ($2.6 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ tel qu'indiqué au tableau 7.1).

Les résistances thermiques calculées par le TYPE93 sont près des valeurs calculées par l'algorithme DST lorsque celui-ci ne tient pas compte du court-circuit thermique. Cela est normal car les relations montrées au chapitre 4, utilisées pour évaluer la résistance thermique dans le TYPE93, ne tiennent pas compte du transfert de chaleur entre les embranchements.

Des simulations, dont les résultats sont également montrés au tableau 7.3, ont été effectuées en utilisant le profil de charges thermiques asymétrique réel et les arrangements à un et deux passages en U ($Cas_tubes=2$ et $Cas_tubes=4$). Les résultats montrent que le court-circuit thermique a une certaine influence sur les températures du

fluide prédites surtout pour l'arrangement à deux passages en U. Il serait donc bénéfique de modifier éventuellement le TYPE93 pour qu'il puisse tenir compte du court-circuit thermique.

Tableau 7.3 Influence du court-circuit thermique sur la résistance thermique d'un forage et sur les températures calculées

<i>Cas_tubes</i>	R_b TYPE93	Court-circuit thermique pris en compte	R_b DST	Températures du fluide prédites	
				Écart Maximal (TYPE93-DST) (°C)	Écart RMS (TYPE93-DST) (°C)
2	0.110	oui	0.116	2.48	1.19
		non	0.097	1.94	0.84
4	0.055	oui	0.102	4.12	1.46
		non	0.068	2.47	1.14

7.2 Résultats pour un champ carré de 36 capteurs

Les résultats d'une simulation de 10 ans du comportement d'un champ carré de 36 (6×6) capteurs sont montrés à la figure 7.6. Pour cette simulation, le profil de charges thermiques asymétriques réel est utilisé. Par contre, vu que ce profil est pour un seul capteur, la charge obtenue est multipliée par 36 pour représenter la charge sur tout le champ de capteurs. Les données du tableau 7.1 sont également utilisées à part le nombre de capteurs qui est initialisé à 6 dans les deux directions ($N_{capt_x} = N_{capt_y} = 6$), la distance entre les capteurs qui est fixée à 8 m ($L_{capt_x} = L_{capt_y} = 8$ m) dans les deux directions et le débit qui est 6.28 l/s.

7.2.1 Évaluation de la température du fluide

Encore une fois, les températures du fluide calculées par les deux algorithmes sont en très bon accord puisqu'on observe un écart maximal de 2.11°C entre les deux algorithmes et un écart RMS de 0.78°C .

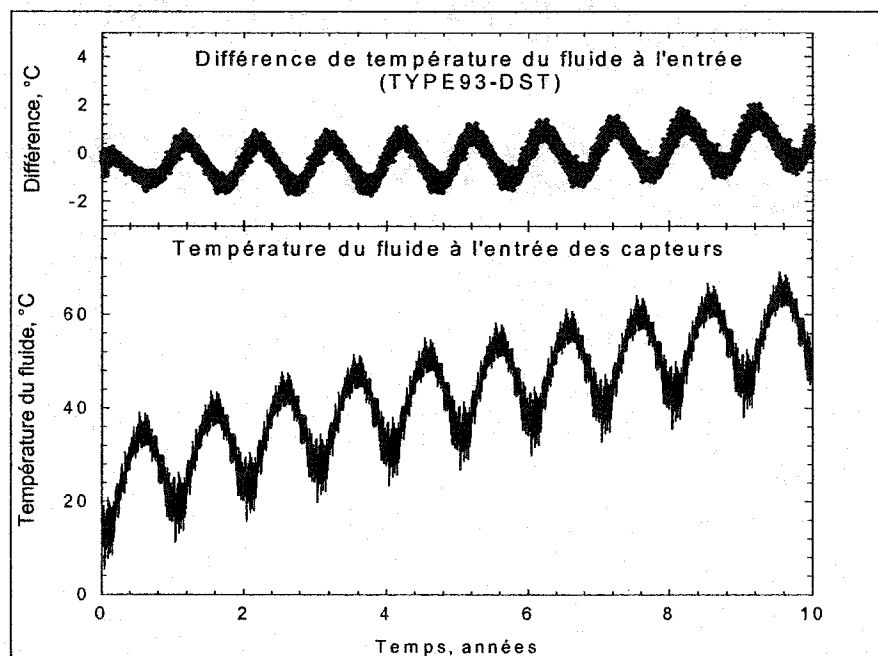


Figure 7.6 Comparaison DST vs TYPE93 pour 36 capteurs soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques

Il est à noter que ces résultats ne sont aucunement représentatifs d'un cas rencontré dans la réalité. En effet, le profil de charges thermiques asymétrique réel est exagérément sévère et est utilisé pour simuler un cas extrême. On suppose que si le TYPE93 procure des résultats satisfaisants pour ce cas exagérément sévère, les résultats pour des conditions réelles seront encore plus satisfaisants. Il n'est pas réaliste de croire qu'il est avantageux de climatiser un bâtiment avec un fluide à 60°C tel que le montre la courbe de température du fluide de la figure 7.6.

7.2.2 Évaluation de la température du sol et de la pénalité de température

Puisque les écarts observés dans les températures du fluide (2.11°C max, 0.78°C RMS) pour 36 capteurs sont semblables aux écarts calculés pour un seul capteur (1.94°C max, 0.84°C RMS au tableau 7.2), on peut dire que le calcul de la pénalité de température due à l'interférence thermique entre capteurs n'entraîne pas d'écart supplémentaire important. La pénalité de température calculée tel qu'expliqué au chapitre 3 par le TYPE93 procure donc des résultats satisfaisants pour ce cas.

La figure 7.7 compare les températures du sol calculées par les deux algorithmes (TYPE93 et DST) lors de la simulation du champ de 36 capteurs. Le volume du champ de capteur, qui doit être spécifié dans l'algorithme DST, est fixé à 230000 m^3 ($[6 \text{ capteurs} \times 8 \text{ m largeur}]^2 \times 100 \text{ m profondeur}$) de manière à ce que le champ de capteurs occupe le même volume pour les deux algorithmes.

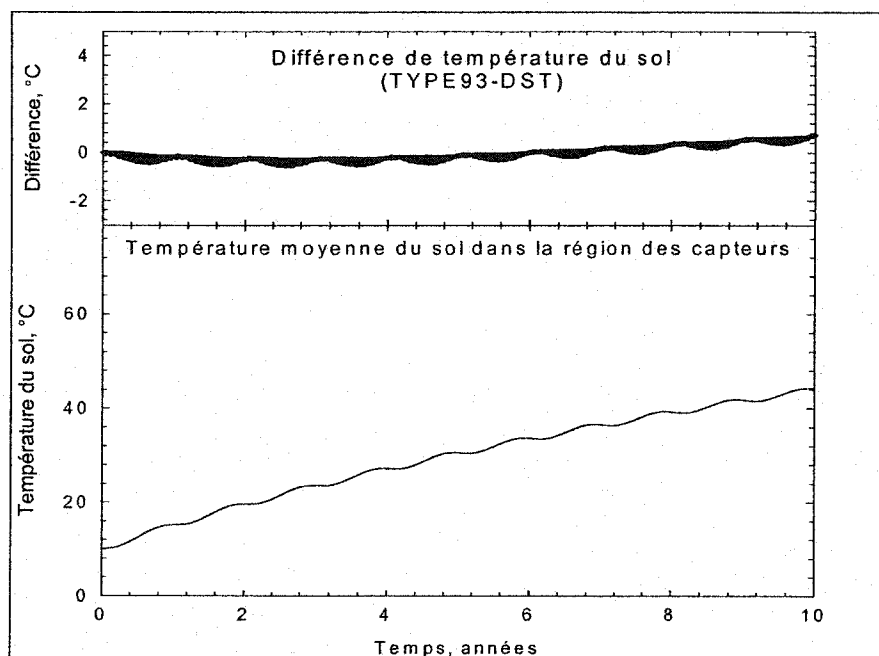


Figure 7.7 Comparaison des températures du sol calculées pour 36 capteurs soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques

Encore une fois, les résultats sont en très bon accord. On observe que la température du sol calculée par le TYPE93 devient légèrement plus élevée que celle calculée par l'algorithme DST après un certain temps. Cela est dû au fait que l'algorithme DST tient compte des effets tridimensionnels, et donc des pertes de chaleur à la surface du sol et sous le champ de capteurs, ce dont le TYPE93 ne tient pas compte vu qu'il est bidimensionnel. Puisque l'influence des effets tridimensionnels est faible même pour ce profil exagérément sévère, ce qui peut s'expliquer par la grande résistance thermique du sol, on peut dire que cette influence est également faible dans des conditions réalistes.

La figure 7.8 montre l'évolution des températures du sol au cours de la dixième année de la simulation. On observe que la température du sol calculée par le TYPE93 évolue en échelons puisque celui-ci calcule les températures dans le sol à toutes les deux semaines de simulation. La hauteur de ces échelons est un bon indicateur des imprécisions entraînées par le fait de ne pas calculer les températures dans le sol à tous les pas de temps. Cette hauteur est la différence de température entre deux calculs et est donc proportionnelle à l'intensité des charges au sol et à la durée de l'intervalle entre deux calculs. Le but est de s'assurer de calculer ces températures le moins souvent possible, car ces calculs sont longs et lourds, tout en ne nuisant pas à la précision.

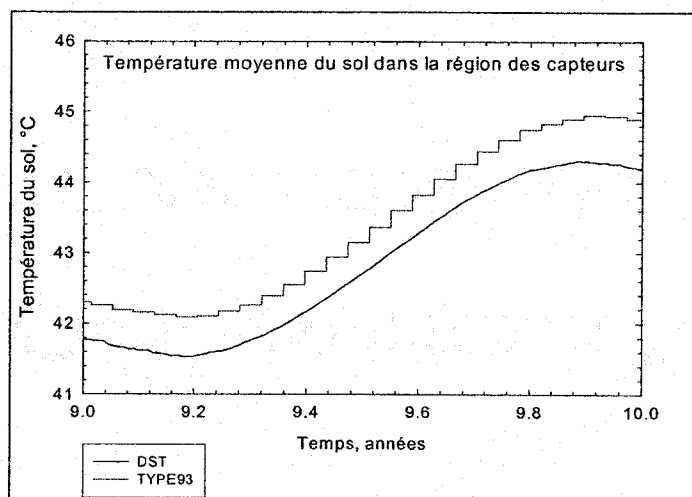


Figure 7.8 Comparaison des températures du sol calculées pour 36 capteurs soumis au profil asymétrique réel de charges thermiques (vue rapprochée)

Le tableau 7.4 compare les températures du sol calculées par l'algorithme DST à celles calculées par le TYPE93 pour des intervalles entre les calculs de une, deux et quatre semaines. On constate que les températures calculées en utilisant un intervalle d'une semaine et celles calculées en utilisant un intervalle de deux semaines se ressemblent beaucoup. En effet, les deux intervalles donnent le même écart maximal et des écarts RMS très semblable. De plus, l'écart maximal observé, 0.71°C, est l'écart dû aux effets tridimensionnels discutés précédemment ce qui peut être vérifié sur la figure 7.8. On peut donc affirmer que le fait d'effectuer une mise à jour de la température du sol à toutes les deux semaines n'entraîne pas d'écart supplémentaire considérable.

Tableau 7.4 Comparaisons des températures du sol calculées par DST et TYPE93

Période entre les calculs dans le TYPE93	Écart Maximal (TYPE93-DST) °C	Écart RMS (TYPE93-DST) °C
1 semaine	0.71	0.29
2 semaines	0.71	0.31
4 semaines	0.86	0.36

Le tableau 7.5 compare les pénalités de température dues à l'interférence thermique entre capteurs, T_p , calculées à des intervalles de deux et quatre semaines à celles calculées en utilisant un intervalle d'une semaine. Encore une fois, on constate que l'utilisation d'un intervalle de deux semaines entre les calculs procure des résultats très semblables à ceux obtenus en utilisant un intervalle d'une semaine. Puisque l'utilisation d'un intervalle de deux semaines n'entraîne pas d'écart considérable pour ce profil (asymétrique réel) de charges thermiques exagérément sévère, on peut affirmer qu'il n'entraîne pas d'erreurs significatives lorsqu'il est utilisé dans des conditions réalistes. Un intervalle de deux semaines peut donc être utilisé entre les mises à jour des températures du sol en toute confiance.

Tableau 7.5 Influence de la période entre les calculs de la pénalité de température

Période entre les calculs dans le TYPE93	Écart Maximal (Période-1 semaine) °C	Écart RMS (Période-1 semaine) °C
2 semaines	0.08	0.04
4 semaines	0.24	0.12

7.3 Temps de calculs

Les temps de calculs sur un ordinateur de type Pentium 166 MHz équipé de 32 Meg de mémoire vive sont d'environ 3 à 5 minutes par année de simulation pour le modèle implanté dans CA-SIS utilisant le schéma d'agrégation déterminé à la section 5.5. Les simulations du champ de 36 capteurs ne sont pas considérablement plus longues que les simulations d'un seul capteur. C'est normal vu que le calcul numérique du comportement global du champ de capteurs n'est effectué qu'à toutes les deux semaines (336 pas de temps d'une heure).

On peut donc dire que cet algorithme est suffisamment rapide pour être utilisé pour des applications pratiques dans l'industrie.

CONCLUSION

Vu leurs coefficients de performance élevés, les pompes à chaleur géothermiques reçoivent de plus en plus d'attention en tant qu'alternatives attrayantes pour le chauffage et la climatisation d'édifices. En effet, elles permettent de réduire la consommation énergétique, et donc les coûts d'opération des bâtiments. Les systèmes fermés utilisant des capteurs enterrés verticaux sont parmi les plus utilisés vu leur stabilité, leurs faibles coûts d'opération et de maintenance et le fait qu'ils n'ont pratiquement pas d'effets directs sur les nappes d'eau souterraines et de surface.

Pour ce type de système, l'échangeur dans le sol est une composante critique. Celui-ci doit pouvoir puiser ou rejeter suffisamment de chaleur dans le sol pour combler les besoins de l'édifice pendant un certain nombre d'années en évitant les variations excessives de température dans le champ de capteurs sans pour autant être surdimensionné ce qui entraînerait des coûts initiaux élevés. Une bonne représentation de l'échangeur de chaleur est essentielle lors d'analyses énergétiques ou du dimensionnement d'un système.

Revue des objectifs

L'objectif est de concevoir, optimiser, valider et implanter un modèle permettant de modéliser un champ de capteurs enterrés verticaux. Ce modèle doit être suffisamment rapide et conviviale pour être utilisable dans la pratique sans pour autant compromettre la précision des résultats. L'implantation se fait dans les logiciels de simulations énergétiques de bâtiments CA-SIS et ESP-r dans le cadre de travaux pour Électricité de France et Ressources Naturelles Canada (CANMET). Certaines parties de ce modèle sont également jumelées à des outils de dimensionnement sous EES.

La version du modèle intégrée dans l'environnement CA-SIS est comparée à l'algorithme DST (Hellström, 1991) qui est implanté dans l'environnement de simulations TRNSYS. Puisque l'algorithme DST est considéré comme une référence en modélisation de capteurs enterrés verticaux, il est utilisé comme étalon pour la validation du modèle développé.

Contributions de la présente étude

Une revue détaillée des travaux effectués dans le domaine de la modélisation des champs de capteurs révèle des lacunes au niveau de la modélisation de l'interférence thermique dans les champs comportant plusieurs capteurs. Or, cette interférence peut avoir une influence considérable sur le comportement d'un système géothermique. De plus, les méthodes analytiques d'évaluation du comportement des capteurs requièrent l'utilisation du principe de superposition temporelle ce qui peut nécessiter le calcul de nombreux termes lors de longues simulations.

Les principales contributions de ce travail sont le développement d'une méthode numérique d'évaluation de l'interférence thermique entre capteurs et le développement de l'algorithme d'agrégation multiple qui permet de diminuer le nombre de termes calculés. La méthode complète et l'utilisation qu'elle fait de techniques connues, telle que l'utilisation de la solution de la source cylindrique dans une méthode hybride, peuvent être considérées comme des contributions. Les implantations dans les logiciels CA-SIS et ESP-r ainsi que l'intégration à des outils de dimensionnement sous EES constituent également des contributions intéressantes.

Températures du sol et interférence thermique entre capteurs

Un modèle bidimensionnel transitoire par volumes finis est développé pour modéliser l'interférence thermique dans les champs comportant plusieurs capteurs. Ce modèle

bidimensionnel cartésien (x,y), expliqué au chapitre 3, est conçu pour être facilement modifiable dans le but éventuel de le rendre tridimensionnel et de tenir compte de certains phénomènes tels que la migration de l'eau dans le sol et le gel du sol en surface. Il néglige le transfert thermique dans l'axe de la profondeur, c'est à dire les pertes et gains de chaleur en surface et au fond des capteurs. Des comparaisons avec les températures calculées lors d'une simulation de 10 ans à l'aide de l'algorithme DST montrent que cette simplification entraîne de faibles écarts dans les températures calculées.

Le modèle numérique a deux fonctions. Sa première fonction est d'évaluer la température moyenne du sol dans le champ de capteurs. Des tests montrent que ce modèle respecte la loi de la conservation de l'énergie et que les températures calculées sont en bon accord avec celles calculées par l'algorithme DST. La seconde fonction du modèle est d'évaluer la pénalité de température à la paroi des forages due à l'interférence thermique des autres capteurs. Ceci est accompli en calculant la température moyenne à la paroi des forages pour le champ de capteurs complet et en soustrayant de cette valeur la température à la paroi du forage qu'on obtiendrait si le champ ne comportait qu'un seul capteur. La température à la paroi des forages est obtenue par interpolation dans l'ensemble des températures calculées numériquement dans le champ. Des comparaisons avec l'algorithme DST montrent que les pénalités de température calculées procurent des résultats satisfaisants.

Le modèle numérique est intégré à des outils de dimensionnement de capteurs sous EES. Il est également jumelé à la méthode de la source cylindrique pour modéliser le comportement horaire de champs de capteurs complets. Il est démontré que, Grâce à ce jumelage, le calcul numérique des températures dans le sol n'est requis qu'à toutes les deux semaines. Cela évite de nombreux calculs longs et lourds.

Méthode de la source cylindrique

La méthode de la source cylindrique, développée par Carslaw et Jaeger (1947), est utilisée pour modéliser le transfert thermique dans la région immédiate d'un capteur. Cette méthode, expliquée en détails au chapitre 2, a été utilisée pour de nombreux travaux et sa validité est reconnue. Elle est validée au chapitre 7 où plusieurs simulations d'un champ ne comprenant qu'un seul capteur sont effectuées. Le fait que le champ ne comporte qu'un seul capteur implique qu'il n'y a pas d'interférence thermique et que seule la méthode de la source cylindrique est utilisée pour résoudre le problème. Les températures prédites lors de ces simulations sont en bon accord avec celles prédites par l'algorithme DST dans les mêmes conditions. On peut donc conclure que les températures calculées par la méthode de la source cylindrique sont valables.

Algorithme d'agrégation multiple

Le fait d'utiliser la méthode de la source cylindrique implique l'application du principe de superposition temporelle qui est également expliqué au chapitre 2. L'application de ce principe de superposition demande l'évaluation à chaque temps des effets des charges thermiques survenues à tous les temps précédents. La quantité de calculs requis devient donc encombrante lors de longues simulations. Pour pallier à ce problème, des charges thermiques survenues durant certaines périodes du passé plus ou moins lointain sont regroupées et remplacées par des charges moyennes (agrégées).

L'agrégation multiple est une extension des travaux d'agrégation simple de Bernier (2000). Elle consiste à utiliser plusieurs périodes d'agrégation. Les périodes d'agrégation situées dans un passé plus éloigné couvrent des périodes plus longues. Pour le travail présenté ici, quatre périodes d'agrégation sont suggérées en plus d'une période non agrégée où les charges thermiques horaires sont traitées individuellement.

Cette technique est expliquée en détails au chapitre 5 où la durée des périodes d'agrégation est partiellement optimisée. L'algorithme permet d'économiser énormément de temps de calcul et affecte peu la précision des résultats.

Recommandations

Les résultats obtenus à l'aide de la méthode proposée sont très satisfaisants, surtout si on tient compte des hypothèses simplificatrices posées. Par exemple, le fait de négliger l'écoulement d'eau souterrain provoque sûrement dans certains cas une erreur plus grande que celle entraînée par le fait de négliger le transfert thermique dans l'axe de la hauteur. La présente section résume quelques améliorations qui pourraient être apportées au modèle proposé dans le but de le rendre plus représentatif de la réalité. Il est à noter que la plupart des modifications proposées risquent de ralentir les calculs.

Tel qu'indiqué à la section 7.1.2, le transfert de chaleur entre les différents tuyaux présents dans un même forage a une influence considérable sur la résistance thermique entre le fluide caloporteur et la paroi d'un forage. Ce court-circuit thermique est observé surtout lorsque ces tuyaux sont rapprochés et/ou lorsque plusieurs passages en U sont présents dans le forage. La méthode utilisée actuellement pour évaluer la résistance thermique des forages ne tient pas compte de ce phénomène. Des simulations montrent que le court-circuit thermique peut entraîner des écarts non négligeables dans les températures du fluide prédites. Il serait donc bénéfique de modifier la procédure de calcul de cette résistance thermique. Une solution possible serait l'addition d'une résistance de court-circuit, R_{sc} , tel que proposé par Deerman et Kavanaugh (1991).

Il serait également bénéfique de modifier le code pour que celui-ci tienne compte de l'inertie thermique de la boucle de fluide caloporteur. En effet, la température de la boucle évolue d'un pas de temps à l'autre ce qui demande dans la réalité que le fluide absorbe ou rejette une certaine quantité d'énergie. Bien qu'aucun algorithme de

simulation étudié lors de la revue de littérature ne tienne compte de cette inertie, personne à la connaissance de l'auteur n'a encore démontré qu'elle avait une influence négligeable. Au contraire, des calculs préliminaires, montrés à la section 2.6, laissent croire que cette inertie thermique a une certaine influence. Une solution possible serait de demander à l'utilisateur de fournir le volume de fluide caloporteur présent dans la boucle complète. À chaque pas de temps, le produit de la masse thermique de ce fluide par la différence de température depuis le dernier pas de temps serait additionné ou soustrait de la charge thermique selon le cas pour obtenir la demande au sol. Par contre, puisque la température du fluide est fonction de cette demande au sol, le calcul devient itératif ce qui risque de ralentir l'algorithme.

L'analyse faite à la section 5.4 pour optimiser la durée des périodes d'agrégation est plutôt brève. Le nombre de configurations de champs, de durées des simulations et de profils de charges thermiques étudiés est très limité. On sait que les durées obtenues procurent de bons résultats mais on ne peut affirmer qu'elles procurent les meilleurs résultats pour toutes les configurations possibles de champs de capteurs dans toutes les conditions d'utilisation. Pour obtenir les coefficients optimaux, il faudrait effectuer une étude beaucoup plus avancée couvrant toutes les conditions rencontrées dans la pratique.

L'algorithme actuel suppose que chaque capteur reçoit la même quantité de fluide à la même température, puise/rejette la même quantité d'énergie, et retourne le fluide à la même température. Il serait intéressant de modifier l'algorithme pour que celui-ci suppose que seule la température du fluide à l'entrée est uniforme. Il serait simple d'évaluer la pénalité de température due à l'interférence thermique pour chaque forage plutôt qu'utiliser une moyenne pour tout le champ et d'appliquer la méthode de la source cylindrique à chaque forage qui aurait son propre historique thermique. Il en résulterait un problème passablement plus lourd et un processus itératif ce qui ralentirait probablement les calculs. Par contre, ce type de code permettrait d'évaluer les conséquences de supposer une charge thermique égale pour chaque capteur.

Le fait que le code numérique soit bidimensionnel ne semble pas entraîner d'erreurs importantes vu les hypothèses simplificatrices posées. Par contre, modifier ce code pour en faire un code tridimensionnel est nécessaire si on veut éventuellement modéliser certains phénomènes négligés. Par exemple, il faut évaluer le transfert de chaleur dans l'axe de la hauteur pour évaluer l'influence de la présence d'eaux souterraines, du gel du sol en surface, de la migration de l'humidité etc... Le code développé lors des présents travaux a été conçu en considérant qu'il serait éventuellement modifié et les changements requis pour le rendre tridimensionnel devraient se faire relativement aisément. Par contre, un code tridimensionnel sera passablement plus lent que le code bidimensionnel utilisé lors de la présente étude.

Il serait également facile de tenir compte de la dépendance des propriétés physiques du sol et du fluide caloporteur face à la température. Par compte, ces modifications risquent d'améliorer bien peu le réalisme du modèle en comparaison à la charge supplémentaire de calculs et au ralentissement des simulations qu'elles entraîneraient. Il serait possible de limiter ces calculs supplémentaires en utilisant un schémas explicite, c'est à dire en calculant les nouvelles propriétés au pas de temps étudié en fonction de la température au pas de temps précédent.

Finalement, il serait très utile de recueillir des données expérimentales du comportement de champs de capteurs réels. Ces données procureraient une autre source de comparaisons que l'algorithme DST. Elles permettraient également d'évaluer éventuellement l'influence de phénomènes négligés par DST.

RÉFÉRENCES

ASHRAE, ASHRAE Handbook-Applications, chapitre 31 - Geothermal Energy, 1999.

BALL, D.A., FISHER, R.D., HODGETT, D.L. (1983). Design Methods for Ground-Source Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Volume 89, No. 2B, 416-440.

BERNIER, M.A. (2000a). A Review of the Cylindrical Heat Source Method for the Design and Analysis of Vertical Heat Pump Systems, Fourth Conference on Heat Pumps in Cold Climates. Aylmer, Québec

BERNIER, M.A. (2001). Ground Coupled Heat Pump System Simulation. ASHRAE Transactions, Volume 106 (1), 605-616.

BERNIER, M.A., PINEL, P. (2001), Pré-dimensionnement d'un champ de capteurs, Document présenté à Électricité de France dans le cadre d'un contrat pour le dimensionnement d'un champ de capteurs.

BERNIER, M.A., PINEL, P. (2002) Dossier de Spécifications, Logiciel de Dimensionnement. Document présenté à Électricité de France dans le cadre d'un contrat pour le développement d'un logiciel pour le dimensionnement de champ de capteurs enterrés verticaux.

BERNIER, M.A., PINEL, P. (2002) Dossier de spécifications du modèle CA-SIS de champs de capteurs enterrés verticaux. Document présenté à Électricité de France dans le cadre d'un contrat pour le développement d'un module pour les simulations de champs de capteurs enterrés verticaux sur CA-SIS.

BOSE, J.E.,PARKER,J.D. (1983). Ground-Coupled Heat Pump Research, ASHRAE Transactions, Part 2B

BOSE,J.E.,PARKER,J.D.,MCQUISTON,F.C. (1985). Design/Data Manual for Closed Loop Ground-Coupled Heat Pump Systems. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

CANE, R.L.D., FORGAS, D.A. (1991). Modeling Of Ground-Source Heat Pump Performance. ASHRAE Transactions, Vol. 97, No 1, 909-925.

CLAESSON,J.,ESKILSON,P.,(1986). Conductive Heat Extraction by a Borehole, Thermal Analysis and Dimensionning Rules.

CLAESSON,J.,ESKILSON,P.,(1987). Conductive Heat Extraction by a Deep Borehole, Analytical Studies. International Journal of Heat and Mass Transfer

CLAESSON,J.,ESKILSON,P.,(1987). Conductive Heat Extraction by Thermally Interacting Deep Boreholes

CLAESSON,J.,ESKILSON,P.,(1987). Simulation Model for Thermally Interacting Heat Extraction Boreholes. Journal of Numerical Heat Transfer

CARSLAW, H.S., JAEGER, J.C. (1959). Conduction Of Heat In Solids. Oxford.

COOPER, L.Y. (1976). Heating of a Cylindrical Cavity. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 19, 575-577

CORDIER, H., Manuel d'exploitation du logiciel CA-SIS, mai 2001

DALIBART, C., CORDIER, H., HAYEZ, S., Guide de préconisations: Création d'un modèle CA-SIS, 2001

DEERMAN, P.E., KAVANAUGH, S.P., Simulation of Vertical U-Tube Ground-Coupled Heat Pump Systems Using the Cylindrical Heat Source Solution. ASHRAE Transactions : Research, 287-294

ESKILSON, P., (1987). Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes. Doctoral Thesis. Lund Institute of Technology.

ESKILSON, P., (1987). PC-Programs for Dimensioning of Heat Extraction Boreholes

GU, Y., O'NEIL, D.L. (1998). Development of an Equivalent Diameter Expression for Vertical U-Tubes Used in Ground-Coupled Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Vol. 104, No 2.

HART, D.P., COUVILLION, R. (1986). Earth Coupled Heat Transfer. Publication of the National Water Well Association.

HELLSTRÖM, G. (1991). Ground Heat Storage. Thermal Analysis of Duct Storage System. Theory. University of Lund, Department of Mathematical Physics.

INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P. (1990). Fundamentals Of Heat And Mass Transfer. 3^e édition, Wiley.

INGERSOLL, L.R., PLASS, H.J. (1948). Theory Of The Ground Pipe Heat Source For The Heat Pump. Heating, Piping & Air Conditioning, Vol. 20, No 7, 119-122.

INGERSOLL, L.R., ALDER, F.T., PLASS, H.J., INGERSOLL, A.C. (1950). Theory Of Earth Heat Exchangers For The Heat Pump. Heating, Piping & Air Conditioning, Vol. 22, No 5, 113-122.

INGERSOLL, L.R., ZOBEL, O.J., INGERSOLL, A.C. (1954). Heat Conduction With Engineering, Geological, And Other Applications. University Of Wisconsin Press.

KAVANAUGH, S.P., RAFFERTY, K. (1997). Ground-Source Heat Pumps : Design Of Geothermal Systems For Commercial And Institutional Buildings. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

KLEIN, S.A. (2002). Engineering Equation Solver (EES). f-chart software.

LEMIRE, N. (1999). Étude sur les Systèmes de Pompes à Chaleur Géothermiques. Master of Science Thesis. École Polytechnique de Montréal.

LORD KELVIN (1882). Mathematical and Physical Papers.

LUND, P.D., ÖSTMAN, M.B. (1985). A Numerical Model For Seasonal Storage Of Solar Heat In The Ground By Vertical Pipes. Solar Energy, Vol 34, No 4/5, 351-366.

PAHUD, D., HELSTRÖM, G. (1996). The New Duct Ground Heat Model for TRNSYS

PRESS, W.H., TEUKOLSKY, S.A., VETTERLING, W.T., FLANNERY, B.P. (1986). Numerical Recipes in Fortran 77. Cambridge University Press

REDMUND, C.P. (1999). Borehole Thermal Resistance : Laboratory and Field Study. ASHRAE Transactions, Vol. 105, No 1.

ROTTMAYER., S.P., BECKMAN, W.A., MITCHELL, J.W. (1997). Simulation Of A Single Vertical U-Tube Ground Heat Exchanger In An Infinite Medium. ASHRAE Transactions, Vol. 103, No 2.

SHONDER, J.A., BAXTER, V., THORNTON, J., HUGHES, P. (1999). A New Comparison Of Vertical Ground Heat Exchanger Design Methods For Residential Applications. ASHRAE Transactions, Vol. 105, No 2.

SPITLER, J.D. (2002)., Communications personnelles

SPITLER, J.D.(2000), GLHEPRO-A Design Tool for Commercial Building Ground Loop Heat Exchanger, Fourth Conference on Heat Pumps in Cold Climates. Aylmer, Québec

SPITLER, J.D., REES, S.J., YAVUZTURK, C., (1999). Recent Developments in Ground Source Heat Pump System Design, Modeling and Applications

THORNTON, J.W., HUGHES, P.J, MCDOWELL, T.P., PAHUD, D., SHONDER, J.A., HELLSTRÖM, G.A.J. (1997). Residential Vertical Geothermal Heat Pump System Models : Calibration To Data. ASHRAE Transactions, Vol. 103, No 2, 660-674.

YAVUZTURK, C. (1999). Modeling of Vertical Ground Loop Heat Exchangers for Ground Source Heat Pumps Systems. PhD Thesis. Oklahoma State University.

YAVUZTURK, C., SPITLER, J.D. (1999). A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers. ASHRAE Transactions, Volume 105, No. 2.

YAVUZTURK, C., SPITLER, J.D. (2001). Field Validation of a Short Time Step Model for Vertical Ground-Loop Heat Exchangers. ASHRAE Transactions, Volume 107, No. 1.

ANNEXE A

SUPPERPOSITION SPATIALE

A.1 Description et utilisation

La méthode de superposition spatiale a de nombreuses applications dans les problèmes de transfert de chaleur. Ce texte se limite à son utilisation pour l'évaluation de l'interférence thermique entre capteurs. Pour des explications plus théoriques et d'autres applications, le lecteur est référé à des ouvrages plus généraux tels que Incropera et Dewitt (1990) et Eskilson (1987).

Une grand nombre de modèles existants évaluent d'abord l'influence d'un seul capteur sur l'échange thermique dans le sol. Ils superposent ensuite cette solution pour chaque capteur et obtiennent ainsi la distribution de températures dans un champ complet. Par exemple, plusieurs modèles numériques calculent la montée en température dans un espace cylindrique autour d'un capteur qui puise/rejette de la chaleur. Ces modèles déterminent donc un profil de température radial autour de ce capteur. Autrement dit, ils procurent la montée de température en fonction de la distance entre le point d'intérêt et le centre du capteur. Pour obtenir la montée en température à un endroit précis lorsque plusieurs capteurs puisent/rejettent de l'énergie, il suffit de déterminer l'influence de chacun des capteurs à cet endroit en fonction de la distance entre le centre de chaque capteur et le point d'intérêt et d'additionner ces influences.

La méthode est aussi utilisée avec des solutions analytiques. Par exemple, si on cherche à déterminer la température à un point qui est soumis à l'influence de plusieurs (N) capteurs initialement à une température T_0 en utilisant la méthode de la source linéique, on obtient la relation suivante :

$$T_j - T_0 = \frac{1}{2\pi K_s} \sum_{i=1}^N Q'_i I(X_{i,j}) \quad (\text{A.1})$$

où : T_j est la température au point (j) d'intérêt ($^{\circ}\text{C}$)

$X_{i,j}$, donné par la relation 1.2, est fonction de la distance ($r_{i,j}$) entre la source considérée (i) et le point dont la température est évaluée (j)

Q'_i est la chaleur rejetée par la source (i) par unité de longueur (W/m)

A.2 Exemple

On désire calculer la température de la paroi d'un tuyau de 5 cm de rayon situé à 1 m (centre à centre) d'un autre tuyau identique après 30 jours. Le sol et les tuyaux sont initialement à 20°C et les tuyaux puisent 5 W/m chacun. La conductivité thermique du sol est $1.5 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$ et sa diffusivité thermique est $0.06 \text{ m}^2/\text{jour}$. Les calculs sont effectués en utilisant la méthode de la source linéique.

On obtient de la relation 1.2 et du tableau B.1 pour le premier tuyau ($j=1$):

Influence de sa propre source:

$$X_{1,1} = \frac{r_{1,1}}{2\sqrt{\alpha_s t}} = \frac{0.05}{\sqrt{0.06 \cdot 30}} = 0.0373$$

$$\Rightarrow I(X_{1,1}) = 3.00$$

Influence de la seconde source:

$$X_{2,1} = \frac{r_{2,1}}{2\sqrt{\alpha_s t}} = \frac{1.00}{\sqrt{0.06 \cdot 30}} = 0.7454$$

$$\Rightarrow I(X_{2,1}) = 0.25$$

Et finalement, de la relation A.1 :

$$T_1 = T_0 + \frac{1}{2\pi K_s} \sum_{i=1}^N Q'_i I(X_{i,1}) = 20 + \frac{-5}{2\pi 1.5} (3.00 + 0.25) = \underline{18.28^\circ\text{C}}$$

ANNEXE B

ÉVALUATION DE L'INTÉGRALE EXPONENTIELLE DE LA MÉTHODE DE LA SOURCE LINÉIQUE

B.1 Généralités

Tels que mentionné à la section 1.2.2.1, la solution analytique du problème de la source de chaleur linéique est donnée par :

$$-\frac{2\pi k_s (T - T_0)}{Q'} = I(X) = \int_X^\infty \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta \quad (\text{B.1})$$

$$\text{où : } X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha_s t}} \quad (\text{B.2})$$

T = température du sol à une distance r du centre du tuyaux au temps t (°C)

T_0 = température initiale du sol (°C)

Q' = chaleur puisée dans le sol (négatif pour chaleur rejetée) (W/m)

r = distance entre le point d'intérêt et celui où la source est appliquée (m)

k_s = conductivité thermique du sol (W/m°C)

α_s = diffusivité thermique du sol (m²/hr)

t = temps depuis le début du rejet/puisage de chaleur (hr)

β = variable d'intégration

L'intégrale exponentielle, $I(X)$, est plutôt difficile à évaluer en pratique et des tables, graphiques et corrélations approximatives ont été développées pour l'évaluer.

B.2 Valeurs originellement publiées par Ingersoll et al.

Ingersoll et al (1948, 1954) ont publié les valeurs de l'intégrale exponentielle sous forme de table. Ces valeurs sont reproduites au tableau B.1.

Tableau B.1 Valeurs de l'intégrale exponentielle $I(X)$ calculées par Ingersoll

X	I(X)	X	I(X)	X	I(X)	X	I(X)	X	I(X)
0.0001	8.9217	0.04	2.9311	0.25	1.1285	0.52	0.4919	0.94	0.1339
0.0002	8.2286	0.05	2.7084	0.26	1.0917	0.54	0.4634	0.96	0.1253
0.0003	7.8231	0.06	2.5266	0.27	1.0565	0.56	0.4365	0.98	0.1173
0.0004	7.5354	0.07	2.3731	0.28	1.0228	0.58	0.4112	1.00	0.1097
0.0005	7.3123	0.08	2.2403	0.29	0.9904	0.60	0.3872	1.02	0.1026
0.0006	7.1300	0.09	2.1234	0.30	0.9594	0.62	0.3646	1.04	0.0958
0.0007	6.9758	0.10	2.0190	0.31	0.9295	0.64	0.3433	1.06	0.0895
0.0008	6.8423	0.11	1.9247	0.32	0.9007	0.66	0.3231	1.08	0.0836
0.0009	6.7245	0.12	1.8388	0.33	0.8731	0.68	0.3041	1.10	0.0780
0.001	6.6191	0.13	1.7600	0.34	0.8464	0.70	0.2860	1.20	0.0547
0.002	5.9260	0.14	1.6873	0.35	0.8206	0.72	0.2690	1.30	0.0379
0.003	5.5205	0.15	1.6197	0.36	0.7958	0.74	0.2529	1.40	0.0259
0.004	5.2329	0.16	1.5567	0.37	0.7718	0.76	0.2377	1.50	0.0174
0.005	5.0097	0.17	1.4947	0.38	0.7487	0.78	0.2234	1.60	0.0115
0.006	4.8274	0.18	1.4423	0.39	0.7263	0.80	0.2098	1.70	0.0075
0.007	4.6733	0.19	1.3900	0.40	0.7046	0.82	0.1970	1.80	0.0044
0.008	4.5397	0.20	1.3406	0.42	0.6634	0.84	0.1849	1.90	0.0030
0.009	4.4220	0.21	1.2938	0.44	0.6247	0.86	0.1735	2.00	0.0019
0.01	4.3166	0.22	1.2494	0.46	0.5884	0.88	0.1627	2.20	0.0007
0.02	3.6236	0.23	1.2072	0.48	0.5543	0.90	0.1525		
0.03	3.2184	0.24	1.1669	0.50	0.5221	0.92	0.1429		

B.3 Autres Méthodes

Bose (1985) et Kavanaugh et Rafferty (1997) ont développé des graphiques donnant la valeur de l'intégrale exponentielle en fonction du paramètre X . Ces graphiques sont un moyen rapide d'obtenir la valeur de $I(X)$ lorsqu'on effectue des calculs manuels.

Ingersoll et al (1948, 1954) produisent également la relation suivante pour évaluer $I(X)$ lorsque $X < 0.2$:

$$I(X) = 2.303 \log_{10} \frac{1}{X} + \frac{X^2}{2} - \frac{X^4}{8} - 0.2886 \quad (\text{B.3})$$

Bose (1985) développe aussi les relations suivantes pour évaluer $I(X)$ lorsque X varie entre 0 et l'infini:

$$I(X) \approx \frac{1}{2} \left[\begin{array}{l} -\ln(X^2) - 0.57721566 + 0.99999193X^2 \\ -0.24991055X^4 + 0.05519968X^6 - 0.00976004X^8 \end{array} \right] \quad (0 < X \leq 1) \quad (\text{B.4})$$

$$I(X) = \left[\frac{1}{2X^2 e^{X^2}} \right] \frac{A}{B} \quad (1 \leq X \leq \infty) \quad (\text{B.5})$$

$$A = X^8 + 8.5733287X^6 + 18.059017X^4 + 8.637609X^2 + 0.2677737$$

$$B = X^8 + 9.5733223X^6 + 25.6329561X^4 + 21.0996531X^2 + 3.9684969$$

Ces relations ont l'avantage d'être facile à programmer et s'intègrent donc facilement aux algorithmes de design et de simulations.

ANNEXE C

ÉVALUATION DE LA FONCTION G DE LA MÉTHODE DE LA SOURCE CYLINDRIQUE

C.1 Généralités

Tel que mentionné à la section 1.2.2.2, la solution analytique du problème de la source de chaleur cylindrique est donnée par Carslaw et Jaeger (1947):

$$-\frac{k_s(T - T_0)}{Q'} = G(F_0, p) \quad (C.1)$$

$$\text{où : } p = \frac{r}{r_0} \quad (C.2)$$

$$G(F_0, p) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-\beta^2 F_0} - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} [J_0(p\beta)Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_0(p\beta)] \frac{1}{\beta^2} d\beta \quad (C.3)$$

J_0, J_1, Y_0 et Y_1 sont les fonctions de Bessel d'ordre 0 et 1

$$F_0 = \frac{\alpha_s t}{r_0^2} \text{ est le nombre de Fourier à la surface du forage} \quad (C.4)$$

T = température du sol à une distance r du centre du forage au temps t (°C)

T_0 = température initiale du sol (°C)

Q' = chaleur puisée dans le sol par unité de longueur (W/m)

r = distance à partir du centre du forage (m)

r_0 = rayon du forage (m)

k_s = conductivité thermique du sol (W/m°C)

α_s = diffusivité thermique du sol (m²/hr)

t = temps depuis le début du rejet/puisage de chaleur (hr)

C.2 Évaluation de la fonction $G(F_0, P)$

Ingersoll et al. fournissent une table des valeurs de la fonction G pour P variant de 1 à 10 et F_0 variant de 0.1 à 25000. Ces valeurs sont reproduites au tableau C.1.

Tableau C.1 Valeurs de la fonction $G(F_0, P)$ calculées par Ingersoll

F_0	$G(F_0, 1)$	$G(F_0, 2)$	$G(F_0, 5)$	$G(F_0, 10)$
0.1	0.049			
0.2	0.067			
0.3	0.080			
0.4	0.090			
0.5	0.099			
0.6	0.107			
0.7	0.113			
0.8	0.118			
1.0	0.128	0.035	0.001	0.000
1.2	0.137			
1.5	0.148			
2	0.163			
2	0.175			
3	0.186			
4	0.203			
5	0.217	0.112	0.0153	0.0001
6	0.228			
8	0.247			
10	0.263	0.155	0.0388	0.0024
12	0.275	0.167	0.0470	0.0042
15	0.291	0.182	0.0580	0.0072
20	0.312	0.203	0.0736	0.0129
25	0.328	0.219	0.0866	0.0188
30	0.342	0.232	0.0979	0.0246
50	0.380	0.271	0.132	0.0460
100	0.433	0.323	0.181	0.0842
500	0.560	0.449	0.304	0.197
1000	0.614	0.504	0.359	0.250
5000	0.742	0.632	0.486	0.376
10000	0.797	0.687	0.541	0.431
25000	0.870	0.760	0.614	0.504

Kavanaugh et Rafferty (1997) produisent ces valeurs sous forme graphique pour $p=1$. Les résultats pour $p=1$ sont très importants car ils permettent d'évaluer la température à la paroi du capteur qui est essentielle pour l'évaluation de la chaleur échangée.

Puisque Ingersoll et ses associés disposaient de ressources de calcul limitées, leurs évaluations de la fonction G comportent certaines imprécisions. Plusieurs chercheurs, dont Cooper (1976) et Bernier (2001, 2002), ont évalué plus précisément les fonctions G et proposé des relations pour les calculer.

Les relations proposées par Cooper (1976) sont :

pour $F_0 \leq 6.124633$

$$G(F_0, 1) = \frac{\sqrt{F_0}}{2\pi} \left[C_a + C_0 F_0^{\frac{1}{2}} + C_1 F_0 + C_2 F_0^{\frac{3}{2}} + C_3 F_0^2 + C_4 F_0^{\frac{5}{2}} + C_5 F_0^3 \right] \quad (C.5)$$

pour $F_0 > 6.124633$

$$G(F_0, 1) = \frac{[2z(8F_0\{1+2F_0\}-1-3z)+16F_0+\pi^2+3]}{128\pi F_0^2} \quad (C.6)$$

$$\text{où : } z = \ln \left[\frac{4F_0}{e^\gamma} \right] \quad (C.7)$$

γ est la constante d'Euler : 0.57721...

$$[c_a..c_5] = [1.128379, -0.5, 0.2756227, -0.1499385, 0.0617932, -0.01508767, 0.001566857]$$

Et celle proposée par Bernier (2001, 2002) est :

$$G(F_0, 1) = 10^{\left[x_0 + x_1 \log_{10}(F_0) + x_2 \log_{10}^2(F_0) + \dots + x_5 \log_{10}^5(F_0) \right]} \quad (C.8)$$

où :

$$[x_0..x_5] = [-0.893645516, 0.362738359, 0.049494577, -1.99072736E^{-3}, 1.53830884E^{-3}, -1.285371218E^{-4}]$$

Le tableau C.2, reproduit de Bernier (2002), contient des valeurs de $G(F_0, I)$ calculées numériquement à l'aide de ressources informatiques modernes. Ces valeurs sont comparées à celles calculées par Ingersoll et al et à des valeurs obtenues à l'aide des relations de Bernier (C.8) et Cooper (C.5, C.6). Il est à noter que les relations de Cooper évaluent $G(F_0, I)$ avec une remarquable précision.

Tableau C.2 Valeurs de la fonction $G(F_0, I)$ obtenues par différentes méthodes

Fo	Valeurs de référence (solution numérique)	Ingersoll et al. (1954)	Bernier (2002) (C.8)	Cooper (1976) (C.5, C.6)
0.1	0.0500	0.049	0.04986	0.05001
0.2	0.0675	0.067	0.06756	0.06752
0.3	0.0800	0.080	0.08009	0.07997
0.4	0.0899	0.090	0.09002	0.08988
0.5	0.0982	0.099	0.09834	0.0982
0.6	0.1054	0.107	0.1056	0.1054
0.7	0.1118	0.113	0.1119	0.1118
0.8	0.1176	0.118	0.1177	0.1176
1	0.1277	0.128	0.1277	0.1277
1.2	0.1364	0.137	0.1364	0.1364
1.5	0.1475	0.148	0.1475	0.1475
2	0.1627	0.163	0.1626	0.1627
2.5	0.1751	0.175	0.1749	0.1751
3	0.1856	0.186	0.1854	0.1856
4	0.2029	0.203	0.2026	0.2029
5	0.2168	0.217	0.2165	0.2169
6	0.2286	0.228	0.2282	0.2286
8	0.2476	0.247	0.2472	0.2475
10	0.2628	0.263	0.2624	0.2627
12	0.2754	0.275	0.2751	0.2753
15	0.2912	0.291	0.291	0.2911
20	0.3119	0.312	0.3119	0.3118
25	0.3282	0.328	0.3284	0.3282
30	0.3417	0.342	0.3421	0.3417
50	0.3801	0.380	0.3811	0.3801
100	0.4334	0.433	0.4349	0.4334
500	0.5596	0.560	0.5609	0.5596
1000	0.6144	0.614	0.6148	0.6144
5000	0.7422	0.742	0.7398	0.7422
10000	0.7974	0.797	0.7946	0.7974
25000	0.8702	0.870	0.869	0.8703
100000	0.9805	0.978	0.9854	0.9806
1000000	1.1630	1.1595	1.1618	1.1638

* valeurs provenant de ASHRAE (1999)

ANNEXE D

PROFILS DE CHARGES THERMIQUES AU SOL UTILISÉS POUR LES SIMULATIONS

Quatre profils de la charge thermique au sol en fonction du temps sont utilisés pour les simulations. Ils sont présentés aux figures D.1 à D.4 où une charge positive représente de la chaleur extraite du sol i.e. un besoin en chauffage de l'édifice. Les figures présentent la charge au sol sur un capteur en fonction de l'heure de l'année. Pour des simulations sur plusieurs années, on répète le profil utilisé pour chaque année. De plus, pour des simulations de champs comportant plusieurs capteurs, la charge montrée sur les figures est multipliée par le nombre de capteurs pour obtenir la charge thermique pour tout le champ.

Les deux premiers profils, appelés profils réels, sont ceux utilisés par Bernier (2000, 2001) pour ses simulations. Ils ont été obtenus à l'aide du logiciel TRNSYS en simulant l'influence d'exposer un édifice à des conditions météo annuelles. Les deux derniers sont des profils synthétiques obtenus à partir de l'équation D.1. Ces profils synthétiques ont été développés pour permettre à différents groupes de recherche de facilement reproduire les conditions, incluant les profils de charges, utilisées par d'autres et ainsi pouvoir effectuer des comparaisons.

Les profils dits asymétriques sont des profils pour lesquels les charges de climatisation prédominent. Ainsi, le système rejette plus de chaleur dans le sol qu'il n'en puise. La température du sol augmente donc dans le temps. Les profils dits symétriques sont des profils pour lesquels la charge de climatisation et la charge de chauffage sont à peu près égales. Il en résulte donc un équilibre entre les rejets et les puisages thermiques et la température du sol demeure relativement constante.

Les coefficients de l'équation D.1 sont ajustés de manière à obtenir des charges thermiques au sol du même ordre de grandeur que celles rencontrées en pratique pour un capteur enterré vertical profond de 100 m. Il est possible d'obtenir une infinité de profils différents en ajustant les coefficients A à G.

$$Q(t) = q_1 \times q_2 + (-1)^{FL} |q_1 \times q_2| + D \times (-1)^{FL} \times SN \quad (D.1)$$

où :

$$q_1 = A \times \sin\left(\frac{\pi \times (t - B)}{12}\right) \times \sin\left(\frac{F \times \pi \times (t - B)}{8760}\right) \quad (D.2)$$

$$q_2 = \frac{168 - C}{168} + \sum_{i=1}^3 \frac{\left(\cos\left(\frac{i \times \pi \times C}{84}\right) - 1\right) \sin\left(\frac{i \times \pi \times (t - B)}{84}\right)}{i \times \pi} \quad (D.3)$$

$$FL = \text{floor}\left(\frac{F \times (t - B)}{8760}\right) \quad \text{floor} = \text{arrondis inférieur} = \text{partie entière} \quad (D.4)$$

$$SN = \text{signum}\left(\cos\left(\frac{F \times \pi \times (t + G)}{4380}\right) + E\right) \quad \text{signum} = (1 \text{ positif, } -1 \text{ négatif}) \quad (D.5)$$

Les coefficients utilisés dans la présente étude sont :

A = amplitude (2000)

B = 1000 asymétrique, 2190 symétrique

C = 80

D = 0.01

E = 0.95

F = 4/3 asymétrique, 2 symétrique

G = 2190 asymétrique, 0 symétrique

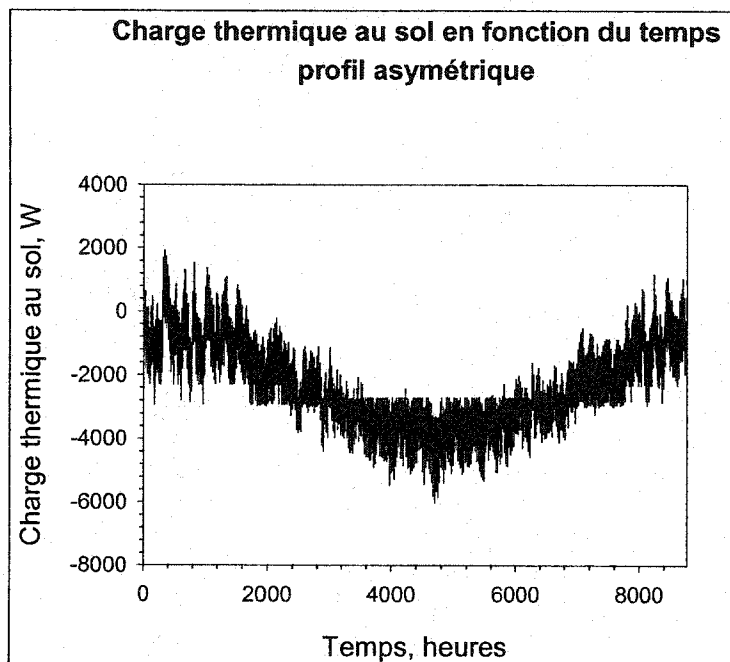


Figure D.1 Profil de charges thermiques au sol asymétrique réel

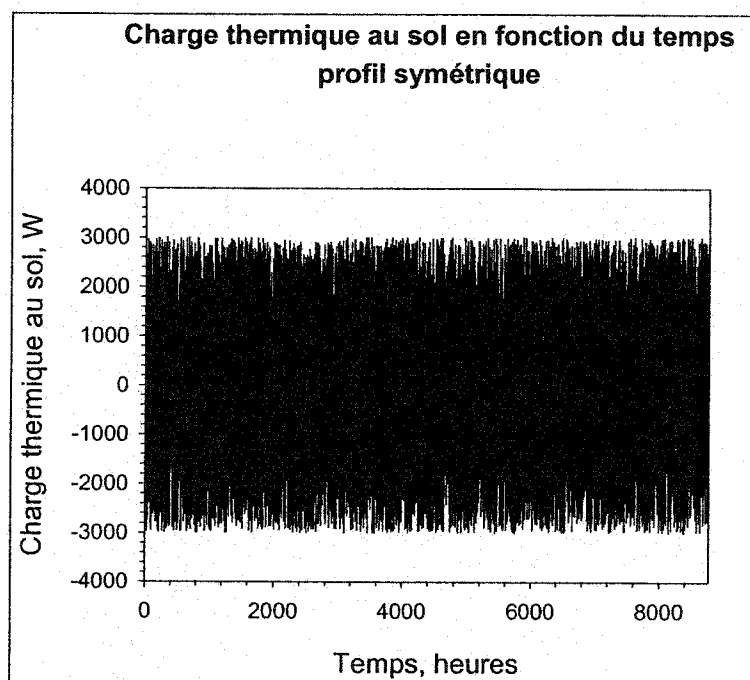


Figure D.2 Profil de charges thermiques au sol symétrique réel

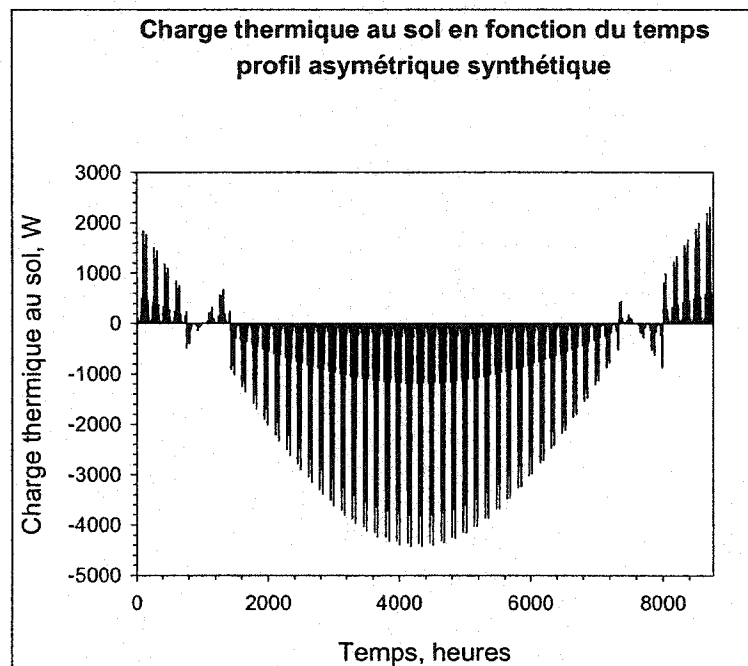


Figure D.3 Profil de charges thermiques au sol asymétrique synthétique

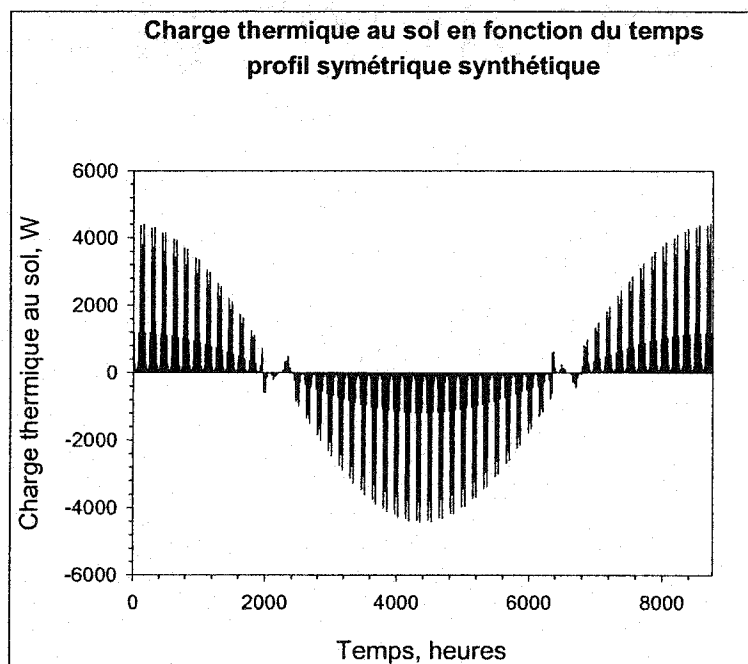


Figure D.4 Profil de charges thermiques au sol symétrique synthétique

ANNEXE E

MODIFICATIONS AU CODE ESP-r

Les modifications suivantes ont été effectuées au code du logiciel ESP-r pour lui permettre de détecter la présence d'un fichier de données du modèle GCEP, d'effectuer les appels appropriés aux sous routines de GCEP et d'enregistrer les résultats de simulations utilisant des systèmes GCEP.

E.1 Modifications au fichier bmatsv.F

Ce fichier contient la routine mznuma qui contrôle le déroulement de la simulation numérique. C'est de cette routine qu'est appelée à chaque heure la routine GCEP_SIM qui contrôle le calcul des températures dans l'algorithme de simulation du couplage thermique avec le sol. Les modifications suivantes sont effectuées dans bmatsv.F :

Ligne 150 : Déclaration de l'indicateur de présence d'un fichier de données GCEP

Ligne 1013 : Appel de la routine GCEP_SIM à chaque heure

Ligne 1060 : Fin de la simulation : Effacer tous les fichiers binaires créés au début de la simulation pour contenir les données nécessaires aux calculs numériques des températures du sol

E.2 Modifications au fichier hvacsim.F

Ce fichier gère les charges des différentes zones de l'édifice et évalue la charge sur les systèmes principaux et leurs systèmes d'appoints. Il évalue également la consommation énergétique des différents systèmes et de leurs composantes. C'est de ce fichier qu'est appelé la routine GCEP_load qui accumule les charges des différentes zones qui utilisent

le système GCEP à chaque pas de temps pour évaluer la charge totale au sol à chaque heure. Les modifications suivantes sont effectuées dans hvacsim.F :

Ligne 37 : Déclaration de l'indicateur de présence d'un fichier de données GCEP

Ligne 66 : Appel de la routine HVACSIM qui gère le calcul des charges et de la consommation énergétique

Ligne 122 : Insertion du module GCEP_INPUT contenant les variables utilisées pour la simulation du système GCEP

Ligne 412 : Calcul de la consommation énergétique en chauffage et calcul de la consommation des systèmes d'appoint s'il y a lieu

Ligne 513 : Calcul de la consommation énergétique en climatisation

Ligne 544 : Calcul du COP et appel à la routine GCEP_load pour additionner la charge au sol à la charge au sol horaire

Ligne 645 : Ajout de la consommation énergétique de la pompe du système GCEP aux données de l'appel de la routine H3KSTORE_HVAC_Packaged_DATA qui gère l'enregistrement des résultats de la simulation

E.3 Modifications au fichier ashpf.F

Ce fichier calcule la consommation des pompes à chaleur en mode chauffage. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 90 : Insertion du module GCEP_INPUT contenant les variables utilisées pour la simulation du système GCEP

Ligne 109 : Déclaration de la variable GCEP_HP_mode qui sera initialisée à 1 en mode chauffage et -1 en mode climatisation

Ligne 141 : Assignment de la variable GCEP_HP_mode et calcul de la capacité des pompes à chaleur

Ligne 326 : Évaluation du COP des pompes à chaleur

E.4 Modifications au fichier ashp_cooling.F

Ce fichier calcule la consommation des pompes à chaleur en mode climatisation. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 107 : Insertion du module GCEP_INPUT contenant les variables utilisées pour la simulation du système GCEP

Ligne 131 : Déclaration de la variable GCEP_HP_mode qui sera initialisée à 1 en mode chauffage et -1 en mode climatisation

Ligne 203 : Assignment de la variable GCEP_HP_mode et calcul de la capacité des pompes à chaleur

Ligne 277 : Évaluation du COP des pompes à chaleur

E.5 Modifications au fichier hvac_module.F

Ce fichier contient les données utilisées pour le calcul de la consommation des systèmes HVAC. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 303 : Déclaration de la variable GCEP_pump_energy, la consommation de la pompe du système GCEP

E.6 Modifications au fichier hvacinput.F

Ce fichier lit le fichier de données hvac et initialise les variable du fichier hvac_module.F. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 74 : Informer l'utilisateur que ihvac_type(i) initialisé à la valeur 9 signifie que le système en question (i) est un système GCEP

Ligne 88 : Permettre la lecture de valeurs de `ihvac_type` jusqu'à 9, la valeur 9 représentant un système GCEP

Ligne 122 : Appel de la routine `ASHP_INPUT` qui initialise les données relatives aux pompes à chaleur

Ligne 369 : Informer l'utilisateur que `isys_type=4`, utilisé pour les systèmes GSHP, est aussi utilisé pour les systèmes GCEP

Ligne 378 : Informer l'utilisateur que les coefficients de corrélation seront initialisés dans le cas d'un système GCEP (`isys_type=4`)

E.7 Modifications au fichier `input.F`

Ce fichier définit la configuration de l'édifice pour fin de simulations. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 255 : Déclaration de l'indicateur de présence d'un fichier de données GCEP

Ligne 391 : Appel de la routine `GCEPINPUT` qui initialise le module contenant les données sur le système GCEP

E.8 Modifications au fichier `scsys.F`

Ce fichier vérifie si un fichier de données GCEP est présent. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 114 : Déclaration du fichier de données GCEP

Ligne 162 : Déclaration du nom du fichier de données GCEP

Ligne 234 : Initialise l'indicateur de présence d'un fichier de données GCEP

Ligne 483 : Lecture du nom du fichier de données GCEP

E.9 Modifications au fichier emkcfg.F

Ce fichier crée un fichier de configuration du système. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 162 : Déclaration de l'indicateur de présence d'un fichier de données GCEP

Ligne 384 : Écriture dans le fichier de configuration de la présence du fichier de données GCEP

E.10 Modifications au fichier bps.F

Ce fichier initialise le terminal usager, la base de donnée météo et affiche le menu principal. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 76 : Insertion du module GCEP (GCEP_module.F) contenant les données sur le système GCEP

E.11 Modifications au fichier esystem.F

Ce fichier lit le fichier de configuration. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 295 : Déclaration du fichier de données GCEP

Ligne 349 : Déclaration du nom du fichier de données GCEP

Ligne 430 : Initialise l'indicateur de présence d'un fichier de données GCEP

Ligne 887 : Vérifie la présence du fichier de données GCEP

E.12 Modifications au fichier h3koutput.F

Ce fichier enregistre les résultats. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 198 : Écriture de GCEP_PUMP MJ dans l'entête du fichier de sortie

Ligne 210 : Écriture de la consommation mensuelle de la pompe du système GCEP (fGCEP_pump_energy_monthly) dans le fichier de sortie

E.13 Modifications au fichier h3kstore.F

Ce fichier emmagasine les résultats et les transforme dans le format voulu pour les enregistrer lorsque le moment est venu. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 52 : Initialise fGCEP_pump_energy_monthly(imonth) à 0

Ligne 261 : Ajout de fGCEP_pump_energy, la consommation de la pompe du système GCEP pendant le pas de temps à la liste des variables reçues par la routine H3KSTORE_HVAC_Packaged_DATA

Ligne 276 : Déclaration de fGCEP_pump_energy dans la routine

Ligne 302 : Addition de fGCEP_pump_energy à la consommation mensuelle de la pompe (fGCEP_pump_energy_monthly)

E.14 Modifications au fichier h3kstore_module.F

Ce module contient les variables utilisées pour l'enregistrement des données. Les modifications suivantes sont effectuées à ce fichier :

Ligne 38 : Déclaration de fGCEP_pump_energy_monthly

ANNEXE F

DONNÉES D'ENTRÉE DU MODULE DST DANS TRNSYS

Le tableau F.1 présente les données utilisées pour simuler un champ de 36 capteurs à l'aide de l'algorithme DST. Le but de ce texte est de fournir ces données au lecteur intéressé mais non d'expliquer le fonctionnement de l'algorithme DST et/ou de TRNSYS. Le lecteur est référé à d'autres ouvrages plus spécialisés, dont Lemire (1999), pour des explications sur le fonctionnement de l'algorithme DST.

Tableau F.1 Données d'entrée du module DST dans TRNSYS

Lund 2-1 - type 132 / parameters			
Variables			
Storage volume	230000	m ³	more
Borehole depth	100	m	more
Header depth	1	m	more
Number of boreholes	36	-	more
Borehole radius	3	in	more
No. of boreholes in series	1	-	more
Number of radial regions	1	-	more
Number of vertical regions	10	-	more
Storage thermal conductivity	1.3	W/m.K	more
Storage heat capacity	2000	-	more
Negative of u-tubes/bore	-1	-	more
Outer radius of u-tube pipe	0.66	in	more
Inner radius of u-tube pipe	0.54	in	more
Center-to-center half distance	1.22	in	more
Fill thermal conductivity	2.6	W/m.K	more
Pipe thermal conductivity	0.420056	W/m.K	more
Cap thermal conductivity	5.040	h ² /hr m.K	more
Cap thickness	0.0	m	more
Reference borehole flow rate	0.1744	kg/s	more
Reference temperature	10	°C	more
Pipe to pipe heat transfer	0	-	more
Fluid specific heat	3.956	h ² /kg.K	more
Fluid density	1022	kg/m ³	more
Insulation indicator	0	-	more
Insulation height fraction	0.5	-	more
Insulation thickness	0.3	m	more
Insulation thermal conductivity	0.00277778	W/m.K	more
Number of simulation years	11	-	more
Maximum storage temperature	100.0	°C	more

Tableau F.1 Données d'entrée du module DST dans TRNSYS (suite)

<input type="checkbox"/> Initial surface temperature	10	°C	MORE
<input type="checkbox"/> Initial thermal gradient	0.0	°C/m	MORE
<input type="checkbox"/> Number of preheating years	0		MORE
<input type="checkbox"/> Maximum preheat temperature	30.0	°C	MORE
<input type="checkbox"/> Minimum preheat temperature	10.0	°C	MORE
<input type="checkbox"/> Preheat phase delay	90	day	MORE
<input type="checkbox"/> Average air temperature	20.0	°C	MORE
<input type="checkbox"/> Amplitude of air temperature	15.0	°C	MORE
<input type="checkbox"/> Air temperature phase delay	240	day	MORE
<input type="checkbox"/> Number of ground layers	3		MORE
<input type="checkbox"/> Thermal conductivity of layer -1	0.04	W/m.K	MORE
<input type="checkbox"/> Heat capacity of layer -1	2000	J/m³.K	MORE
<input type="checkbox"/> Thickness of layer-1	1.	m	MORE
<input type="checkbox"/> Thermal conductivity of layer -2	1.3	W/m.K	MORE
<input type="checkbox"/> Heat capacity of layer -2	2000	J/m³.K	MORE
<input type="checkbox"/> Thickness of layer-2	100.0	m	MORE
<input type="checkbox"/> Thermal conductivity of layer -3	0.04	W/m.K	MORE
<input type="checkbox"/> Heat capacity of layer -3	2000	J/m³.K	MORE
<input type="checkbox"/> Thickness of layer-3	1000.0	m	MORE
<input type="checkbox"/> Not used (printing 1)	0		MORE
<input type="checkbox"/> Not used (printing 2)	0		MORE

16.09